



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ROTAČNÍ MANIPULÁTOR PRO RUČNÍ SVAŘOVÁNÍ
BUBNŮ ZAKLADAČE EXYZ**

ROTARY MANIPULATOR FOR MANUAL WELDING OF HOIST DRUMS FOR EXYZ STORAGE MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Pečenka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Pečenka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Rotační manipulátor pro ruční svařování bubnů zakladače EXYZ

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte rotační manipulátor pro ruční svařování lanových bubnů zakladače EXYZ.

Pro vertikální posuv manipulačního vozíku zakladače EXYZ se využívá namotávání ocelového lana na buben o průměru až 630 mm. Tento buben je svařen z několika dílů pomocí obvodových svarů, které při statickém uložení bubnu nemohou být svařovány kontinuálním svarem. Z důvodu zvýšení kvality těchto svarů je třeba navrhnout rotační zařízení, které umožní svařovat kontinuálně po celém obvodu těchto bubnů.

Rotační manipulátor musí umožňovat svaření všech vyráběných typů bubnů zakladače EXYZ. Musí být zajištěna pohodlná dostupnost všech svarů. Zařízení musí umožňovat svařování při požadovaných svařovacích rychlostech.

Základní technické parametry:

- maximální zatížení manipulátoru: 1 000 kg,
- rozměry největšího bubnu : průměr 630 mm, délka 1350 mm,
- postupové svařovací rychlosti: 200 – 400 mm/min.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše manipulátorů pro svařování, které jsou dostupné na trhu.

Návrh variant konstrukčního řešení manipulačního zařízení a jejich zdůvodnění a zhodnocení.

Konstrukční návrh vybrané varianty zařízení.

Pevnostní kontrola kritických míst konstrukce manipulačního zařízení.

Celková sestava zařízení.

Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh rotačního svařovacího manipulátoru pro ruční svařování lanových bubnů zakladače EXYZ. Zařízení je navrhováno za účelem zvýšení kvality prováděných svarů, které byly doposud zhotovovány při statickém uložení svarku bubnu. První část práce je věnována kritické rešerši manipulátorů pro svařování nacházejících se na trhu. V další části jsou nastíněna možná konstrukční řešení svařovacího manipulátoru vycházející z nabídky trhu. Hlavní částí diplomové práce je vlastní konstrukční návrh, který je proveden na základě zhodnocení navržených konceptů konstrukčních řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kladkové polohovadlo, stolové polohovadlo, rotační manipulátor, lanový buben, krokový motor, ozubený řemen, svařování, manipulace

ABSTRACT

The main aim of this diploma thesis is to design rotary manipulator for manual welding of hoist drums for EXYZ storage machine. The rotary manipulator is designed for improving of the quality of welds, which have been made in the static bearing welding process of hoist drum. The first part is concerned on the critical research of welding manipulators, which could be founded on the market. In the next part, there are sketched possible construction designs of welding manipulator based on the market offer. The main part of the diploma thesis is own construction design, which is made on the base of suggested concept of construction design.

KEYWORDS

Turning roll, turntable, rotary manipulator, hoist drum, stepper motor, timing belt, welding, manipulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PEČENKA, T. *Rotační manipulátor pro ruční svařování bubnů zakladače EXYZ*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 95 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2017

.....

Bc. Tomáš Pečenka

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné vedení mé diplomové práce a podnětné připomínky, které mi pomohly při jejím vypracování. Dále mé vřelé díky patří odbornému konzultantovi ze společnosti SSI Schäfer panu Ing. Adamu Komendovi a rodině, která mě podporovala v průběhu celého studia.

OBSAH

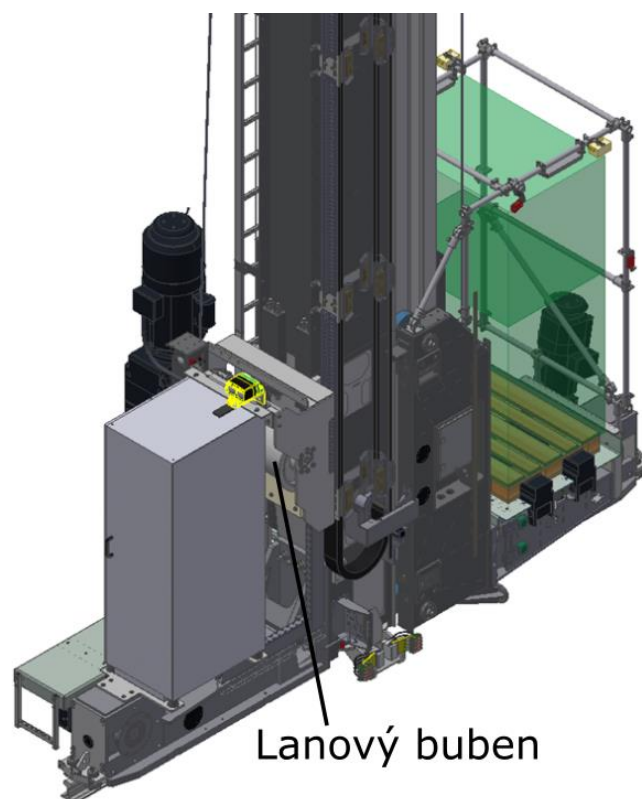
Úvod	10
1 Analýza problému a cíl práce	11
2 Přehled svařovacích manipulátorů na trhu	12
2.1 Kladková polohovadla	12
2.2 Stolová polohovadla	15
2.3 Shrnutí a hodnocení nabídky trhu	18
3 Návrhy variant konstrukčního řešení	20
3.1 Konstrukční návrh č. 1	21
3.2 Konstrukční návrh č. 2	24
3.3 Konstrukční návrh č. 3	24
3.4 Konstrukční návrh č. 4	25
3.5 Výběr nejvhodnějšího konceptu	26
4 Návrh vlastního konstrukčního řešení	28
4.1 Výpočet rychlosti rotace otočného stolu	29
4.2 Sestava otočného stolu	30
4.2.1 Deska otočného stolu	30
4.2.2 Univerzální sklíčidlo a jeho uložení	30
4.2.3 Hřídel otočného stolu	32
4.3 Návrh ložiska stolu	35
4.3.1 Stanovení zatížení	35
4.3.2 Výpočet únosnosti a trvanlivosti	37
4.3.3 Výpočet třecího momentu ložiska	39
4.4 Návrh pohonu	40
4.4.1 Analýza typů elektromotoru	40
4.4.2 Výpočet pohonu	41
4.4.3 Návrh převodu	46
4.5 Sestava krokového motoru	53
4.5.1 Krokový motor	53
4.5.2 Návrh a kontrola hřídele hnací řemenice	55
4.5.3 Pružná spojka	61
4.5.4 Uložení hřídele hnací řemenice	62
4.5.5 Návrh a kontrola perových spojů	64
4.5.6 Mechanismus napínání řemene	68
4.6 Přívod zemnění a izolace svařovacího proudu	75
4.7 Návrh rámu	76

4.7.1	Pevnostní MKP analýza rámu	77
4.7.2	Strojní nohy	80
4.8	Manipulace se svarkem bubnu při přetáčení.....	81
	Závěr.....	83
	Seznam použitých zkratk a symbolů	87
	Seznam příloh	95

ÚVOD

Svařovací manipulátory patří mezi důležité součásti svařovacího pracoviště. Tato zařízení umožňují upnutí a nastavení výrobku do polohy potřebné pro svařování, usnadňují jeho manipulaci, přispívají ke zvýšení kvality svaru a vyšší geometrické přesnosti svařence. Z hlediska volby vhodného polohovadla pro danou aplikaci jsou důležitými parametry rozměr svarku, charakter (např. ve smyslu rotační/nerotační součásti) a hmotnost svarku, případně požadavek na pohon. Ten může být řešen jako ruční, elektromotorický nebo hydraulický. Proces svařování je možné automatizovat, nicméně se často jedná o velké investice a je třeba brát ohled na velikost produkce a posouzení návratnosti investic. Správnou volbou typu manipulátoru lze dobře zefektivnit proces výroby.

Cílem diplomové práce je návrh rotačního manipulátoru pro ruční svařování lanových bubnů zakladače EXYZ společnosti SSI Schäfer. Zakladač EXYZ slouží v automatizovaných skladech za účelem efektivního zaskladňování a vyskladňování palet do hmotnosti 1,5 t.



Obr. 1 Zakladač EXYZ – umístění lanového bubnu [1].

1 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Pro posuv manipulačního vozíku zakladače EXYZ ve vertikálním směru je využíváno ocelové lano, které se namotává na buben o průměru až 630 mm. Buben se skládá z několika dílů, které jsou k sobě svařeny obvodovými svary. Stávající výroba probíhá za statického uložení bubnu a nedovoluje tak provedení kontinuálního svaru, což vede ke snížené kvalitě svaru.

Cílem práce je tedy navrhnout rotační manipulátor pro ruční svařování lanových bubnů zakladače EXYZ za účelem zvýšení kvality prováděných svarů. Zařízení musí umožňovat svaření všech vyráběných typů bubnů zakladače EXYZ a zajistit dobrou dostupnost k provedení všech svarů. Dále musí umožňovat svařování při požadovaných svařovacích rychlostech.



Obr. 2 Finální podoba lanového bubnu – pohled ze strany pohonu bubnu.



Obr. 3 Finální podoba lanového bubnu – pohled ze strany uložení v ložisku.

2 PŘEHLED SVAŘOVACÍCH MANIPULÁTORŮ NA TRHU

Mezi společnostmi zabývající se výrobou rotačních manipulátorů a polohovadel patří například BENDMAK, LJ WELDING, ESAB, BOKI, NOPO ENGINEERING, SAF-FRO, KSK, SIDEROS, ENGINEERING GROUP s.r.o., IRCO, Fronius nebo New Firo. Účelem této kapitoly je podat základní přehled různých konstrukčních řešení kladkových a stolových polohovadel, která jsou schopna splnit zadání zadavatele diplomové práce.

2.1 KLADKOVÁ POLOHOVADLA

Kladková polohovadla jsou konstruována pro manipulaci při svařování válcových svařenců jako například nádrží, tlakových nádob, trubek, reaktorů nebo sil [2]. Skládají se převážně ze dvou samostatných jednotek (ale může být i jen jedna nebo naopak více než 2) a to hnací nebo podpěrné, přičemž každá z nich má systém kladek pro odvalování svařence. Tato polohovadla se vyrábí v různých konstrukčních provedeních, které se odvíjí od požadavků na využití. Jde především o požadavky na nosnost, variabilitu nastavení rozteče kladek pro různé průměry svařence a pohon. V nabídce výrobců můžeme nalézt kladková polohovadla s nosností až desítek tun a pro průměry svařenců i několik metrů, nicméně pro účely této práce si vystačíme s polohovadly s nosností jedné tuny a schopností manipulovat se součástmi s průměrem od 400 do 635 mm. Kladková polohovadla mohou sloužit samostatně nebo v kombinaci se svařovacím automatem.

BENDMAK

Kladková polohovadla modelové řady CR společnosti BENDMAK jsou nabízena v rozmezí nosností 0,15–300 t. Velikost manipulovatelných svařenců se pohybuje v rozsahu průměrů 25–8000 mm. U verzí se zatížením do 5 t je svařenec uváděn do pohybu jednou elektromotorem poháněnou kladkou, zbytek kladek je nepoháněný. Polohovadla určená pro vyšší zatížení mají pohon řešen dvěma elektromotory umístěnými na jedné jednotce u každé z kladek, na druhé jednotce jsou kladky nepoháněné. Tyto elektromotory pohánějí kladky přes převodová ústrojí a jsou vybaveny brzdou a chlazením [2].

Rozteč kladek na jednotce je možno nastavit manuálně nebo se nabízí poháněná verze s elektromotorem (viz obr. 4). Běhoun kladek je vyroben z polyuretanu, který absorbuje rázy a vibrace, nebo z oceli pro vyšší zatížení. Na zakázku je možnost vlastního návrhu kladek pro teplotně náročnější aplikace. Směr a rychlost rotace svařence se ovládá pomocí kontrolního panelu připojeným 5 m kabelem. Rozsah nastavení rychlosti kladek výrobce neuvádí [2].



Obr. 4 Kladkové polohovadlo společnosti BENDMAK modelové řady CR (převzato a upraveno z [2]).

LJ WELDING

Společnost LJ WELDING nabízí široký sortiment manipulátorů a polohovadel. Na obr. 5 je kladkové polohovadlo s označením HD2L-100/HD2L-150. Celková nosnost je 4 t, přičemž lze manipulovat se svařencem o průměru 50,8–914,4 mm. Pohon je řešen jednou poháněnou kladkou, zbytek je nepoháněný. Polohovadlo oproti předchozí variantě společnosti BENDMAK nabízí výškové uzpůsobení polohy kladek, a to pomocí šroubových zvedáků, kdy rotací matice na každé stojně dochází k posuvu šroubu a tím ke zdvihu lože [3].

Nastavení rozteče kladek na jednotce je založeno na jednoduchém principu – ruční posunutí segmentu s kladkou a následné zajištění čepem. Rychlost rotace se pohybuje v rozmezí 203,2–2032 mm/min. Na rám jednotek je možnost přidat kola pro posuv v ose rotace výrobku [3].



Obr. 5 Kladkové polohovadlo HD2L-100/HD2L-150 společnosti LJ WELDING [3].

Kromě již výše zmíněného způsobu výškového seřízení kladek a rozteče se můžeme dále u této společnosti setkat s dalšími řešeními, viz obr. 6 a obr. 7. Z obou obrázků je patrné, že na jednotkách s pohonem je upravení rozteče možné pouze posuvem nepoháněné kladky. Na obr. 6 je výškové nastavení umožněno vertikálním posuvem lože vzhledem ke stojnám s aretací pomocí čepu v příslušném otvoru. Na obr. 7 je zdvih lože realizován pohonem šroubu přes šnekovou převodovku, která může být poháněna ručně nebo strojně. Díky hřídeli spojující obě převodová ústrojí dochází k současnému zdvihu obou stran.



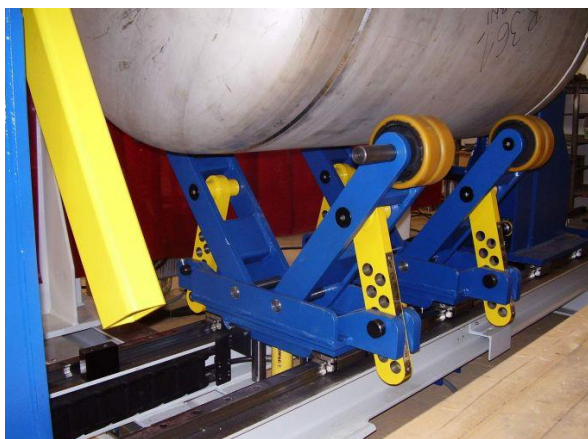
Obr. 6 Kladkové polohovadlo SHD-700A/750 s nosností 8 tun [4].



Obr. 7 Poháněná jednotka polohovadla SHD-800/850 [5].

BOKI

Česká společnost Boki mimo jiné vyrábí jednoúčelové svařovací stroje a dodává robotizovaná svařovací pracoviště. Nabízí kladková polohovadla v několika provedeních [6]. Na obr. 8 je nepoháněné kladkové polohovadlo sloužící pouze jako podpěrné. Nastavení rozteče je realizováno naklápěním kladek a zajištěním vzpěrné tyče s dírami v příslušném otvoru. Tímto pohybem dojde i k výškovému posuvu součástí. Výškové uzpůsobení lze provést i nůžkovým mechanismem, jak je tomu na obr. 9, kde je místo kladek jako odvalovacích elementů použito válců.



Obr. 8 Nastavení rozteče a výšky kladek [6].



Obr. 9 Nůžkový mechanismus zdvihu [6].

ENGINEERING GROUP S.R.O.

Na trhu se nachází i další možnosti řešení univerzality kladkových polohovadel pro více zpracovatelných průměrů. Na obr. 10 je kladkové polohovadlo společnosti E.G. Nosnost jedné jednotky je 2,5 t, tudíž celkově má polohovadlo nosnost 5 t. Na rozdíl od předchozích provedení je zde použit systém čtyř kladek uložených výkyvně po dvojicích za sebou na každé straně jednotky. Mezi těmito výkyvnými segmenty lze navíc na loži nastavit rozteč posunutím a zajištěním v jedné z možných poloh. Díky tomu dokáže polohovadlo manipulovat se součástmi o průměru 400–3000 mm. Na hnací jednotce se u jedné z kladek na každé výkyvné části nachází AC motor a pohání obě kladky. Rychlost otáčení je regulovatelná v rozsahu 150–1500 mm/min [7].



Obr. 10 Kladkové polohovadlo EG-RPS 2,5 [8].

2.2 STOLOVÁ POLOHOVADLA

Stolová polohovadla jsou oproti kladkovým polohovadlům z hlediska použití univerzálnější. Na rozdíl od principu odvalování svařence po kladkách nebo válcích se svařenec upne pomocí přípravků (může být i pomocí sklíčidla) na rovinnou upínací desku schopnou rotace. Umožňuje tak manipulaci jak s rotačními, tak i nerotačními součástmi. Konstrukce některých typů polohovadel poskytuje možnost kromě rotace upínací desky také její naklápění a zdvih. Zařízení je také možno používat ve spojení se svařovacím automatem.

LJ WELDING

Otočný stůl je z hlediska konstrukce nejjednodušší variantou stolových polohovadel, neboť slouží k pouhému otáčení svařence. Na obr. 11 je otočný stůl společnost LJ WELDING s označením TRN2-200 a nosností 2 tuny (s excentricitou až 203,2 mm). Průměr upínacího stolu je 762 mm a rychlost rotace 0,1–1,5 ot./min. Výška polohovadla je pouhých 304,8 mm [9]. Díky tomuto nízkoprofilovému provedení lze svařovat i vyšší komponenty, na které by měl svářeč při požadované vertikální poloze špatný přístup.



Obr. 11 Otočný stůl TRN2-200 s nosností 2 tuny [9].

KSK

Na obr. 12 je otočné naklápěcí polohovadlo PO 1000 S společnosti KSK. Otáčení upínací desky je řešeno elektromotorem řízeným frekvenčním měničem a šnekovou převodovkou. Oproti otočnému stolu nabízí navíc sklápění upínací desky od 0° do 95°. Sklápění je provedeno motoricky, kdy pomocí ozubeného segmentu, uloženého napevno na hřídeli se sestavou pro otáčení upínacího stolu, dochází k záběru s poháněným soukolím [10].

Nosnost v horizontální poloze stolu je 1000 kg, při svislé poloze 700 kg ve vzdálenosti 50 mm od stolu a 500 kg ve vzdálenosti 300 mm od stolu. Upínací deska má průměr 1000 mm a plynulou regulaci otáček v rozsahu 0,1–2 ot./min. K upnutí přípravků nebo přímo součástí slouží T-drážky s centrováním do otvoru o průměru 50 mm. Polohovadlo má i sběrač proudu [10].



Obr. 12 Otočné naklápěcí polohovadlo PO 1000 S [10].

NEW FIRO

Další konstrukční variantou je tříosé polohovadlo společnosti New Firo 1500 LTT. Kromě otáčení a naklápění součásti je polohovadlo doplněno možností zdvihu celého naklápěcího ramene ve tvaru písmene L (viz obr. 13). V poloze, kdy je otočný stůl nejvýše, je jeho vzdálenost od země 2170 mm. Povolené zatížení je 15 kN, což odpovídá přibližně 1,5 t. Rychlost rotace stolu o průměru 800 mm je 0,13–2,5 ot./min. Moment sloužící k naklápění ramene má velikost 3500 Nm a rychlost tohoto pohybu je v rozmezí 0,13–2,5 ot./min [11].



Obr. 13 Tříosé naklápěcí otočné polohovadlo společnosti New Firo 1500 LTT [11].

SIDEROS

Zástupcem tříosého naklápěcího polohovadla je i zařízení na obr. 14 a obr. 15 s označením RL 1250 společnosti SIDEROS. Na rozdíl od předchozí konstrukční varianty reprezentované společností New Firo je zde naklápění a zdvih řešen pomocí hydraulicky sklopných ramen, na kterých je uložena otočná upínací deska o průměru 800 mm. Ta může být poháněna hydraulicky nebo elektromechanicky. Model RL 1250 má nosnost 1250 kg a maximální naklonění desky 95°. Minimální výška pro stůl v horizontální poloze je 700 mm, maximální výška pro stůl sklopený do vertikální polohy je 1120 mm [12].



Obr. 14 Polohovadlo RL 1250 společnosti RIDEROS pohled zepředu [13].



Obr. 15 Polohovadlo RL 1250 společnosti RIDEROS pohled zezadu [13].

2.3 SHRUTÍ A HODNOCENÍ NABÍDKY TRHU

Na trhu se nachází množství rotačních manipulátorů a polohovadel různých typů. Každá z variant má své specifické využití a nabízí oproti jiným řadu výhod i nevýhod. Průzkum trhu byl zaměřen na kladková a stolová polohovadla, přičemž ze společností zabývajících se jejich výrobou byli vybíráni zástupci s odlišným konstrukčním řešením. Snahou zároveň bylo uvedení zástupců, kteří se svými parametry přibližují požadavkům zadání diplomové práce.

Kladková polohovadla mají na rozdíl od stolových polohovadel výhodu možného použití prakticky pro jakoukoli délku svařence, ať už nastavením vzájemné vzdálenosti jednotlivých jednotek nebo v případě rozměrnějšího dílu přidáním další podpěrné jednotky, a to i v případě měnících se průměrů dílce. Z hlediska úpravy rozteče kladek kvůli variabilitě manipulovatelných průměrů komponent rozlišujeme tři základní typy provedení – neposuvné, posuvné nebo naklápěcí klady. Změna rozteče kladek je umožňována přesunutím kladek na loži. Seřízení lze realizovat pomocí jednoduchého přestavení samostatných kladek nebo celých segmentů s kladkou do jedné z poloh určené otvorem pro zajištění proti pohybu. Tento typ nedává možnost plynulého nastavení rozteče. Nevýhoda je odstraněna u konstrukční varianty s posuvem sestavy s kladkou pravděpodobně pohybovým šroubem, kdy pohon posuvu může být navržen jako ruční nebo strojní. Další možnosti jsou sklopné klady. U nich kromě měnící se rozteče zároveň dochází i k měnící se výšce kladek. Předmět s menším průměrem bude přizvednut a ten s větším průměrem naopak spuštěn níž, čímž dosáhneme podobné výškové úrovně. Systém kyvně uložených kladek nabízí samostavitelnost, čímž se ušetří čas, který by byl potřebný pro přestavení odvalovacích elementů. Zařízení ale bude pravděpodobně i z důvodu vyššího počtu kladek na jednotce (4 oproti 2) nákladnější.

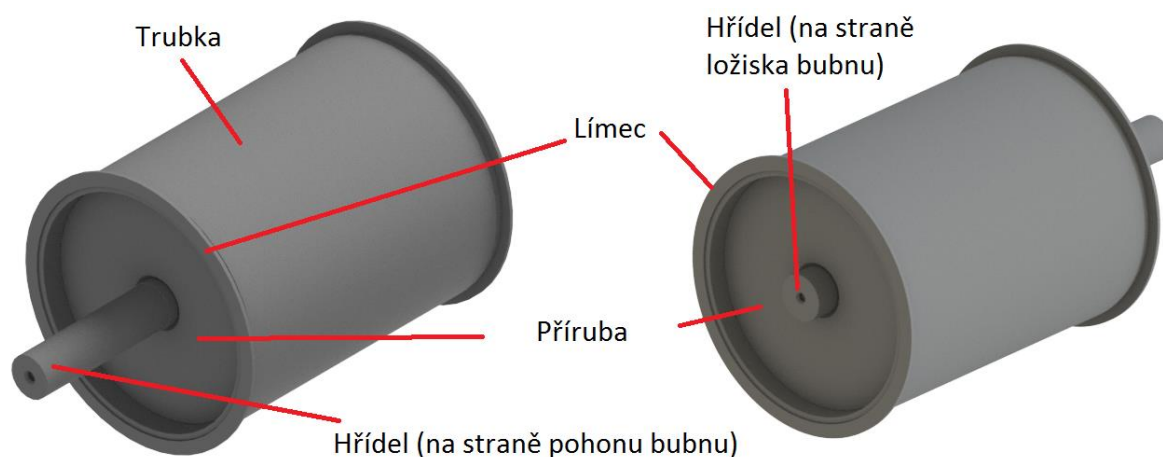
Výškové nastavení polohovadla je možno realizovat aretací lože čepem v příslušném otvoru. Jedná se o jednoduché a levné konstrukční řešení, nicméně má tu nevýhodu, že zdvih není plynulý a je závislý na rozteči zajišťovacích otvorů. Další variantou je použití šroubových zvedáků. Rotací matice na každé stojně polohovadla lze dosáhnout plynulého zdvihu lože.

Nevýhodou tohoto provedení je nerovnoměrnost zdvihu jednotlivých stran. Navíc je pro vodorovné ustavení zapotřebí vodováhy. Všechny předešlé nevýhody odstraňuje řešení pomocí šroubových zvedáků poháněných ručně nebo strojně přes šnekové převodovky, které jsou na jednotce vzájemně spojeny hřídelí zajišťující tak plynulý a rovnoměrný chod. Jedná se ale o dražší možnost.

Stolová polohovadla jsou na trhu také zastoupena v několika konstrukčních variantách. Tím, že fungují na odlišném principu než polohovadla kladková, není z hlediska provedení zařízení uvažována proměnlivost konstrukce pro různé průměry a délky svařenců. Nejjednodušším stolovým manipulátorem je čistě otočný stůl. V případě potřeby naklápění výrobku mohou posloužit dvouosá nebo tříosá otočná naklápěcí polohovadla. U dvouosého dochází ke sklopení upínací desky pomocí záběru ozubených segmentů. Tříosé řešení reprezentované společností New Firo (viz obr. 13) má naklápění řešeno rotací ramene (až o 360°) s otočně uloženým stolem. Třetí osu pohybu doplňuje zdvih ramene ve frémě stroje. Jiná tříosá varianta je reprezentována společností SIDEROS (viz obr. 14 a obr. 15). Ke zdvihu a sklápění stolu slouží ramena ovládaná pístovými hydromotory. Při srovnání tříosých manipulátorů lze říci, že větší rozsah pohybů nabízí konstrukce reprezentovaná společností New Firo.

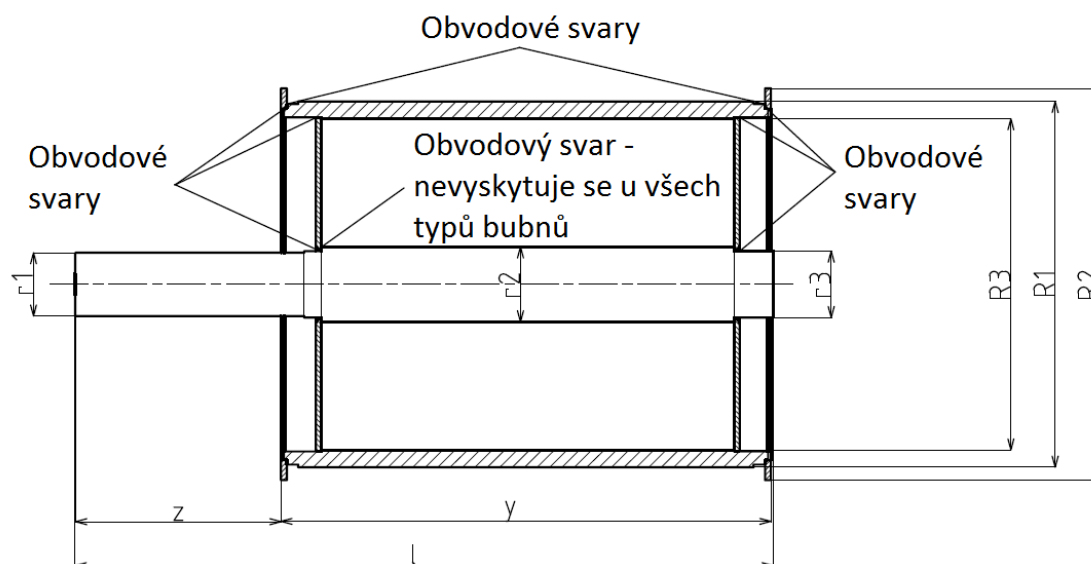
3 NÁVRHY VARIANT KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Svarek bubnu se skládá z několika dílců. Plášť bubnu tvoří trubka, jejíž část vnitřní, respektive vnější plochy, se z každé strany obrábí za účelem vytvoření osazení pro další komponenty, a to příruby, respektive límce nacházející se od každého po jednom kuse na obou stranách. Příruby dosedají na osazenou hřídel, kterou tak spojují s pláštěm. Límce bubnu mají za úkol zabránit skluzu lana z pláště.



Obr. 16 Svarek bubnu.

Při návrhu rotačního manipulátoru pro ruční svařování všech typů bubnů zakladače EXYZ je třeba vycházet ze zadaných technických parametrů a technické dokumentace jednotlivých bubnů. Maximální průměr trubky bubnu a celková délka svařence bubnu byla z důvodu požadavků zadavatele upravena, viz tab. 1.



Obr. 17 Rozměrové schéma bubnu s označením míst svařů.

Tab. 1 Zadané parametry.

Parametr	Hodnota
Maximální zatížení manipulátoru	1000 kg
Postupové svařovací rychlosti	200–400 mm/min
Průměry trubek bubnů (plášťů) – R1	406,4 mm, 635 mm (původně 630 mm)
Průměry límců – R2	450 mm, 680 mm
Průměry přírub – R3	351 mm, 580 mm
Délky trubek bubnů (plášťů) – y	850–985 mm
Délky hřídelí přesahující plášť bubnu – z	324 mm, 357 mm, 367 mm, 437 mm
Celkové délky svařenců bubnů – l	1199–1427 mm (původně max. 1350 mm)
Průměry hřídelů na straně pohonu – r1	95 mm, 110 mm
Průměry hřídelů v části mezi přírubami – r2	120 mm, 130 mm
Průměry hřídelů na straně ložiska – r3	105 mm, 115 mm

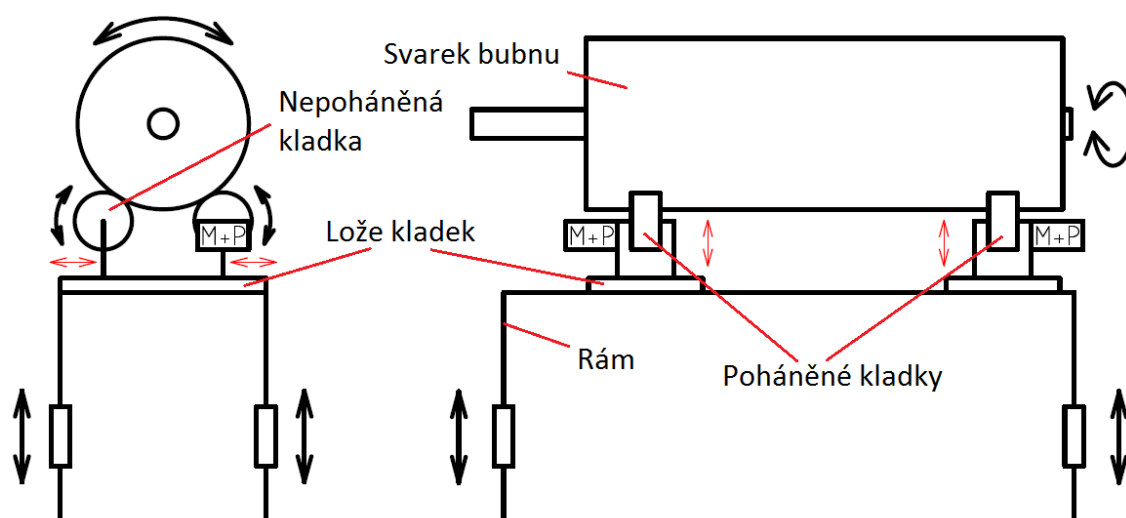
Důležitým prvkem k zohlednění při tvorbě návrhu konstrukce jsou měnící se rozměry komponent každého typu bubnu. Jedná se zejména o celkovou délku svařence (odvíjející se od délky hřídele bubnu), vnější průměr trubky tvořící plášť bubnu a průměry osazené hřídele.

Technologie výroby svařováním je navržena tak, aby všechna místa svarů byla přístupná z venkovní strany svarku až na výjimku, kdy u některých bubnů je třeba provedení svaru z obou stran jedné z přírub, viz obr. 17. V tomto případě je nutné nejprve svařit tuto přírubu s hřídelí bodově a poté kontinuálním svarem na manipulátoru. Důvodem tohoto úkonu je dobrá přístupnost místa svaru, který by jinak byl kvůli přítomnosti pláště bubnu špatně přístupný. Až poté je možno vložit hřídel do bubnu a nasadit límce a druhou přírubu. Dílce jsou postupně bodovými svary ustaveny do správné pozice, čímž se svarek přichystá pro provedení kontinuálních obvodových svarů na manipulátoru. Svařuje se metodou MAG s CO_2 jako použitým aktivním plynem. Pracovní poloha svařování by měla být v poloze PB (vodorovná šikmo shora) dle normy ČSN EN ISO 6947. Rozsah postupových svařovacích rychlostí bude vyžadovat použití pohonu s plynulou změnou otáček.

3.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH Č. 1

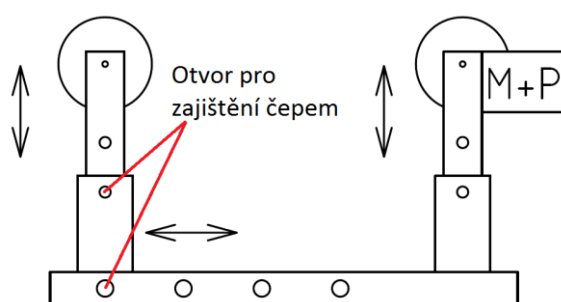
Tato varianta se vyznačuje svařováním bubnu v horizontální poloze. Jedná se o kladkové polohovadlo, které k uvedení rotačního předmětu do pohybu využívá odvalování po kladkách. Poháněná může být jedna či více kladek, zbytek má pouze podpěrnou funkci. Vzhledem k malému délkovému rozptylu trubek bubnů a části hřídelí, které se budou odvalovat po kladkách (rozdíl činí u obou 135 mm), může být polohovadlo navrženo jako jeden celek namísto dvou samostatných jednotek. Tímto krokem je zajištěna vzájemná rovnoběžnost kladek a zvýšení tuhosti konstrukce.

Malý rozdíl mezi průměry trubek (rozdíl 228,6 mm) a délkami trubek (rozdíl 135 mm) pláště jednotlivých typů bubnů by umožňoval jednotné nastavení, jak rozteče mezi kladkami pro

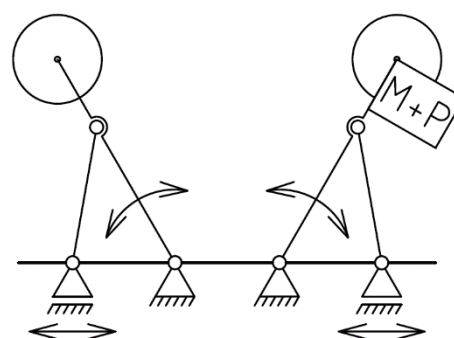


Obr. 18 Celkové schéma návrhu kladkového polohovadla.

různé průměry, tak i jednotné délkové nastavení. Musí se však brát v úvahu to, že u některých bubnů bude třeba na manipulátoru provést kontinuální svar ještě na samostatné hřídeli s přírubou. Z toho plyne požadavek na variabilitu nastavení kladek pro výrazně odlišné průměry dílců. Realizace tohoto požadavku může být uskutečněna například posunutím kladky po loži a zajištěním pozice čepem (viz obr. 19) nebo sklopnými kladkami (obr. 20).



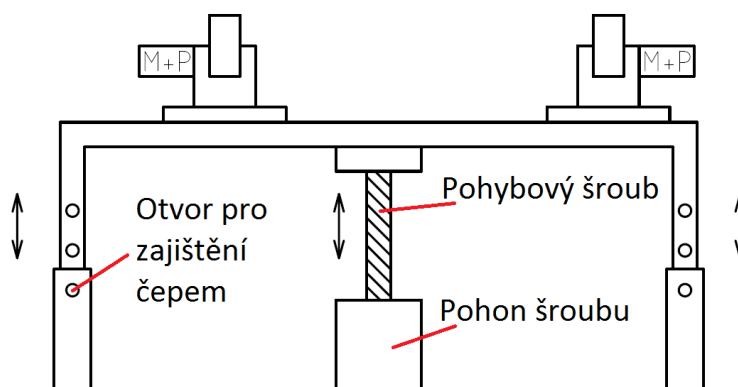
Obr. 19 Schéma zdvihu jednotlivých kladek.



Obr. 20 Schéma sklopných kladek s kulisovým vedením.

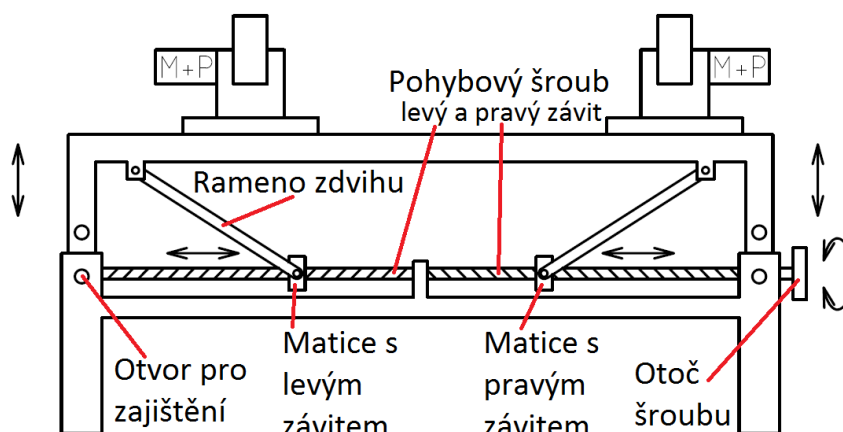
Vezme-li se v úvahu ergonomie, je potřeba konstrukci navrhnout jako výškově uzpůsobitelnou. Realizace této myšlenky se může provést několika způsoby. První možností je zdvih každé z kladek a zajištění čepem, jak je tomu na obr. 19. Řešení je jednoduché, nevýhodou by mohlo být ruční zvedání větší hmotnosti v případě zatížení poháněné kladky elektromotorem. Nabízí se i provedení kladek jako sklopných s fixací pohybu pomocí vzpěry s otvory a čepu nebo vzpěry s kulisovým mechanismem s nastavením pozice (obr. 20).

Další variantou je zdvih celého stolu centrálně umístěným šroubovým zvedákem a aretací čepem v každé noze rámu kvůli zajištění správné polohy (obr. 21). Výhodou tohoto řešení je ušetření času potřebného pro nastavení výšky kladek, protože zvedáme všechny najednou. Díky převodu navíc není nutné vyvinout tolik síly pro zdvih.



Obr. 21 Šroubový zvedák.

Alternativou může být použití pohybového šroubu jehož otáčením dojde ke sklápění dvou ramen, které nadzvedávají horní část konstrukce s kladkami (obr. 22).



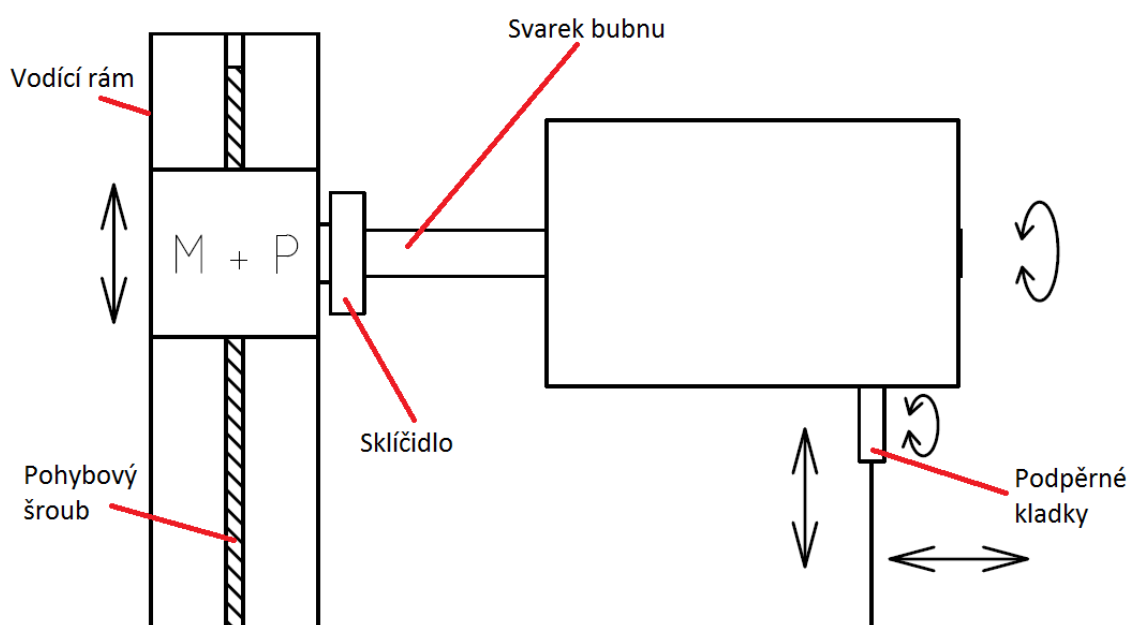
Obr. 22 Sklápěcí ramena.

Hodnocení varianty:

- | | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> + Poměrně jednoduchá konstrukce + Přístup ke všem vnějším svarům bez nutnosti další manipulace (časová úspora) | <ul style="list-style-type: none"> – Horší kvalita svarů, přídavný materiál může stékat po obvodu dílců – Sestavování svarku bodovými svary mimo manipulátor (kvůli obtížnému vkládání hřídele do bubnu) – V případě oboustranného svaru mezi hřídelí a přírubou potřeba manipulace s hřídelí navíc – Vlivem tíhy hřídele možný vzájemný posun osy hřídele vůči ose pláště bubnu |
|---|--|

3.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH Č. 2

Návrh č. 2 využívá také pro svařování horizontální polohu osy rotace bubnu, ale uchycení svarku je realizováno za hřídel ve sklíčidle. To otevírá možnost pro bodové svaření k sestavení kompletně celého bubnu na manipulátoru. Před vložením samostatné hřídele do sklíčidla je nasazena příruba, která by se kvůli osazení nedostala na své místo. V případě oboustranného svaru mezi přírubou a hřídelí je proveden na hotovo kontinuální obvodový svar. Poté je třeba navléci límec na straně sklíčidla společně s bubnem a usadit na místo i druhou přírubu. Vzniklá sestava se nastahuje včetně připojeného druhého límce. Po těchto úkonech jsou provedeny dokončovací svary. Poloha sklíčidla spojeného s hnacím ústrojím je kvůli ergonomii výškově nastavitelná pomocí pohybového šroubu. Z důvodu velkého ohybového namáhání je objekt manipulace podepřen výškově upravitelnými podpěrnými kladkami.



Obr. 23 Celkové schéma návrhu č. 2.

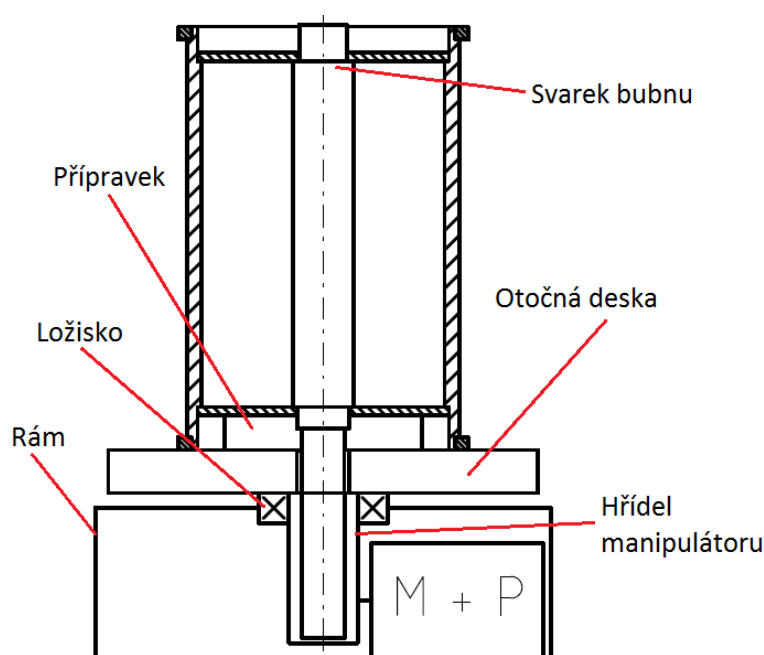
Hodnocení varianty:

- | | |
|--|--|
| + Sestavení svarku na manipulátoru | – Horší kvalita svarů, přídavný materiál může stékat po obvodu dílců |
| + Přístup ke všem svarům bez nutnosti další manipulace (časová úspora) | – Vlivem tíhy hřídele možný vzájemný posun osy hřídele vůči ose pláště bubnu |

3.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH Č. 3

Konstrukce manipulátoru je navržena pro svařování bubnu s osou rotace ve vertikální poloze. Postupně kompletovaný svarek je uložen na otočné desce s centrálním otvorem, na který

navazuje dutina trubky hřídele manipulátoru (viz obr. 24). Díky tomu je možné hřídel bubnu prostrčit otvorem stolu a uložit v upínacím systému, který je nezávislý na rozdílných délkách a průměrech jednotlivých hřídelů. K tomuto účelu slouží přípravek instalovaný na otočný stůl k uchycení hřídele na straně pohonu bubnu. Přípravek zároveň slouží jako doraz pro přírubu a podílí se na správném ustavení hřídele vůči trubce bubnu. V případě potřeby oboustranného svaru na této přírubě je zhotoven z vrchu přístupný svar – nejdříve bodový, posléze obvodový. Poté je možno sestavit celý svarek a provést všechny shora přístupné svary. Při přetáčení bubnu obsluhou s pomocným zařízením se již nepotřebný přípravek vyjme a provedou se všechny chybějící operace.



Obr. 24 Schéma návrhu č. 3.

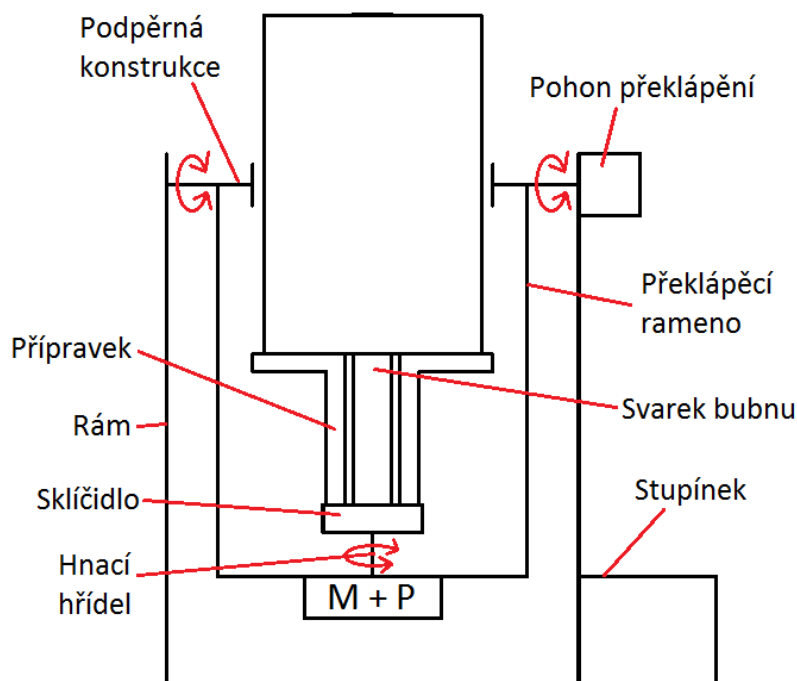
Hodnocení varianty:

- | | |
|--|--|
| + Lepší kvalita svarů, přídavný materiál nestéká po obvodu dílců | – Nutnost překlápění bubnu ke zhotovení všech svarů externím manipulátorem |
| + Jednodušší konstrukce | – Špatná ergonomie vyžadující použití schůdků |
| + Sestavení svarku na manipulátoru | |

3.4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH Č. 4

Stejně jako návrh č. 3 využívá tento návrh při svařování vertikální polohu osy rotace bubnu. Celý koncept ale na rozdíl od předchozí varianty vychází z předpokladu, že veškeré manipulační úkony potřebné k zhotovení všech svarů budou provedeny přímo manipulátorem. K tomu je zapotřebí navrhnout přípravky schopné zajištění a sestavení svarku. Překlápění bubnu, který je uložen za konec hřídele (ze strany pohonu bubnu), je realizováno otočným

ramenem tvaru písmene U, viz obr. 25. Použitím tohoto tvaru a s pomocí uložení ve sklíčidle s průchozím otvorem (kompenzace rozdílnosti délek bubnů) je možné dosáhnout téměř ideální pozice osy překlápění, jež směřuje přibližně na středovou část pláště bubnu. Tím zaručíme stejnou polohu místa svaru po překlápění. Tuhost celé konstrukce je zvýšena uložení otočného ramene ve dvou místech. Pohon překlápění můžeme navrhnout jako strojní nebo ruční. Vzhledem k tomu, že místa svarů se nachází poměrně vysoko, je potřebné přidání stupínku.



Obr. 25 Schéma návrhu č. 4.

Hodnocení varianty:

- | | |
|--|---|
| + Lepší kvalita svarů, přídavný materiál nestéká po obvodu dílců | – Složitější konstrukce |
| + Sestavení svaru na manipulátoru | – Použití komplikovanějších přípravků |
| + Zvládne všechny manipulační úkony (není třeba použití externího manipulátoru = malá časová úspora) | – Špatná ergonomie vyžadující použití schůdků |
| | – Vyšší cena |

3.5 VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍHO KONCEPTU

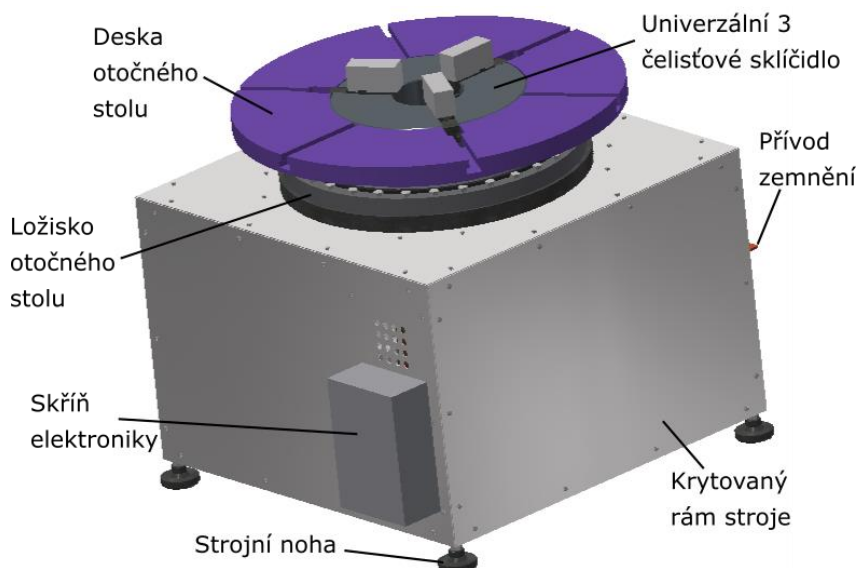
Svařování v horizontální poloze nabízí řadu výhod. Svářeč má přístup k místům svarů z obou stran bez nutnosti překlápění bubnu, což přináší časovou úsporu. Lépe lze také vyřešit ergonomii výškovým nastavením konstrukce, neboť se s bubnem nepracuje na výšku.

Ačkoliv návrh č. 1 a 2 mají řadu pozitiv, z hlediska zvýšení kvality svaru nejsou příliš vhodné. Přídavný materiál může vlivem působení gravitace stékat po obvodu dílců a nepříznivě se projevit na jakosti svarů. Tato konstrukční řešení tedy nejsou nejideálnější volbou.

Oproti tomu koncepty pracující s vertikální polohou osy rotace bubnu při svařování tímto handicapem netrpí. Nevýhodou je ale nutnost překlápění svarku kvůli přístupnosti všech svarů. Návrh č. 4 nabízí překlápění v rámci své konstrukce a tím pádem není nutné použití jiné manipulační techniky. Podobně jako návrh č. 3 umožňuje sestavení svarku bubnu na manipulátoru. Nicméně při přihlédnutí k celkovému přínosu konstrukčního návrh č. 4 převažuje jedna velká nevýhoda a tou je vyšší cena realizace konstrukce umožňující přetočení svarku bubnu. Přetočení není pro obsluhu časově ani technicky náročná operace, a proto se nejvhodnější volbou jeví konstrukční návrh č. 3.

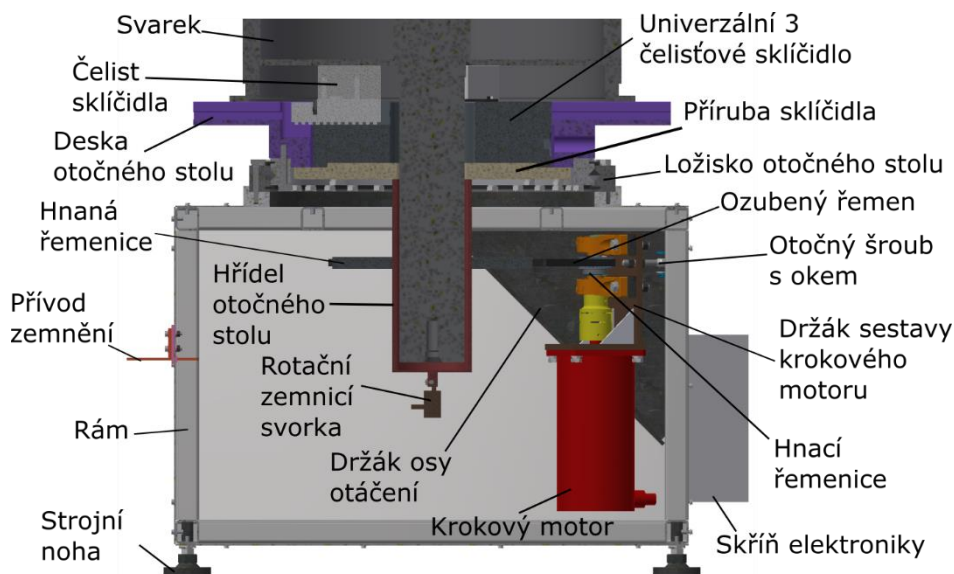
4 NÁVRH VLASTNÍHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Na základě úvah o vhodnosti jednotlivých variant z předchozí kapitoly provedeme kompletní konstrukční návrh vycházející z konceptu č. 3. Na obr. 26 se nachází celkový pohled na navrhovaný rotační manipulátor pro ruční svařování.



Obr. 26 Manipulátor – celkový pohled.

Hřídel svarku bubnu je během svařování na manipulátoru upnuta vertikálně v univerzálním 3 čelistovém sklíčidle, které je zabudováno v desce otočného stolu (viz obr. 27). Ten je poháněn přes trubkovitou hřídel otočného stolu krokovým motorem s převodem realizovaným ozubeným řemenem. Snahou je navrhnout svařovací manipulátor jednoduše a levně při současném splnění požadavků kladených na toto zařízení zadavatelem diplomové práce.



Obr. 27 Manipulátor se svarkem bubnu – pohled v řezu.

4.1 VÝPOČET RYCHLOSTI ROTACE OTOČNÉHO STOLU

Nejprve jsou stanoveny provozní podmínky manipulátoru, které vychází ze zadaného rozsahu postupových svařovacích rychlostí 200–400 mm/min (tedy $3,333 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ až $6,667 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) a požadavku na zrychlenou manipulaci pro potřeby operátora zařízení.

Rychloposuv $n_{rp} = 6 \text{ min}^{-1}$ je nejvyšší požadovanou rychlostí otáčení, které manipulátor musí dosáhnout.

MINIMÁLNÍ RYCHLOST ROTACE OTOČNÉHO STOLU

Nejnižší otáčky otočného stolu manipulátoru nastávají v případě, kdy se svařuje po obvodu osazení pláště bubnu nejnižší postupovou svařovací rychlostí.

$$\omega_{s \min} = \frac{v_{p \min}}{R_{\max}} [\text{s}^{-1}] \quad (4.1)$$

$$\omega_{s \min} = \frac{3,333 \cdot 10^{-3}}{0,313} = 0,01 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{s \min} = \frac{\omega_{s \min}}{2\pi} [\text{s}^{-1}] \quad (4.2)$$

$$n_{s \min} = \frac{0,010649616}{2\pi} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

kde:

$\omega_{s \min}$ minimální úhlová rychlost otočného stolu [s^{-1}]

$v_{p \min}$ minimální postupová svařovací rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

R_{\max} maximální poloměr, na kterém se svařuje [m]

$n_{s \min}$ minimální otáčky otočného stolu při svařování [s^{-1}]

MAXIMÁLNÍ RYCHLOST ROTACE OTOČNÉHO STOLU PŘI SVAŘOVÁNÍ

Při svařování je potřeba dosáhnout nejvyšších otáček stolu manipulátoru v případě, kdy se svařuje po obvodu osazení hřídele bubnu (v místě uložení příruby na hřídeli) nejvyšší postupovou svařovací rychlostí.

$$\omega_{s \max} = \frac{v_{p \max}}{R_{\min}} [\text{s}^{-1}] \quad (4.3)$$

$$\omega_{s \max} = \frac{6,667 \cdot 10^{-3}}{0,0525} = 0,127 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{s \max} = \frac{\omega_{s \max}}{2\pi} [\text{s}^{-1}] \quad (4.4)$$

$$n_{s \max} = \frac{0,127}{2\pi} = 0,0202 \text{ s}^{-1}$$

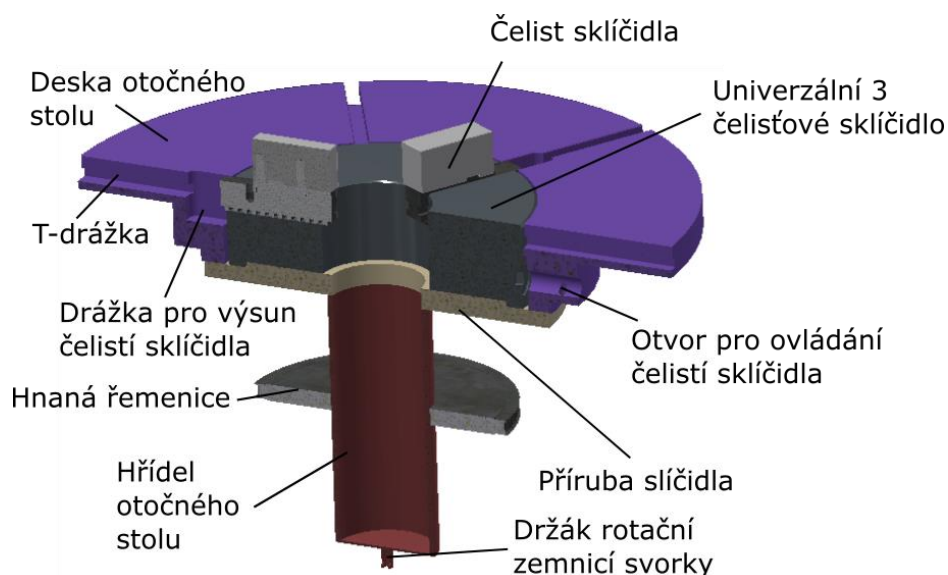
kde:

$\omega_{s \max}$ maximální úhlová rychlost otočného stolu [s^{-1}]

$v_{p \max}$	maximální postupová svařovací rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
R_{\min}	minimální poloměr, na kterém se svařuje [m]
$n_{s \max}$	maximální otáčky otočného stolu při svařování [s^{-1}]

4.2 SESTAVA OTOČNÉHO STOLU

Otočný stůl manipulátoru je navrhován dle zatížení a rozměrů svařovaných sestav bubnů s ohledem na zabudované univerzální sklíčidlo a ložisko, ve kterém je uložena deska otočného stolu. Hlavními částmi sestavy otočného stolu jsou deska otočného stolu, univerzální 3 čelistové sklíčidlo, příruba sklíčidla, hřídel otočného stolu a hnaná řemenice. Na obr. 28 je sestava zobrazena i s popisem.



Obr. 28 Sestava otočného stolu v řezu.

4.2.1 DESKA OTOČNÉHO STOLU

Vnější průměr desky je navržen 800 mm, vnitřní průměr 400 mm. Deska je vybavena 6 normovanými T-drážkami (dle ČSN 02 1030) orientovanými v radiálním směru, které umožňují případné upínání přípravků. Z důvodu zachování upínacího rozsahu sklíčidla jsou v návaznosti na drážky čelistí zhotoveny drážky pro jejich částečné vysunutí. Ve spodní části stolu je kromě realizace uložení ložiska řešeno i šroubové spojení s přírubou, na níž je také šrouby uloženo univerzální sklíčidlo. Ovládání upínacích čelistí je řešeno jako ruční s použitím nadstaveného klíče skrze jeden ze tří otvorů, které jsou umístěny po obvodu stolu.

4.2.2 UNIVERZÁLNÍ SKLÍČIDLO A JEHO ULOŽENÍ

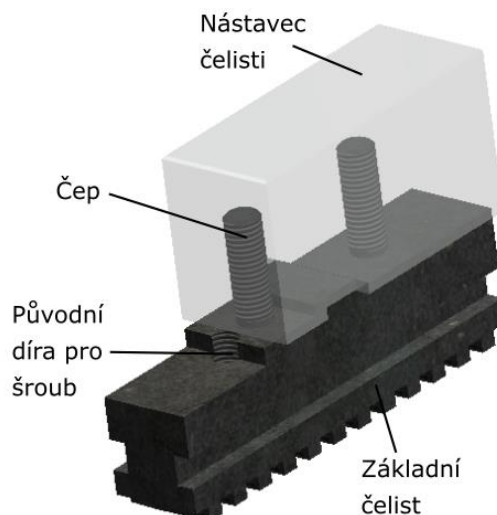
K upnutí svarku za hřídel bubnu slouží 3 čelistové univerzální samostředící sklíčidlo společnosti TOS Svitavy s označením IUM 400/3-2-M1. Sklíčidlo má dostatečný průměr průchozí díry pro vložení hřídele bubnu, viz tab. 2 s vybranými parametry produktu. Uložení

sklíčidla na vrchní ploše desky stolu není s ohledem na měnící se rozměry svarků vhodné. Vzdálenost plochy svařence, která dosedá na desku stolu, a příruby bubnu je v rámci jednoho svarku na obou stranách bubnu rozdílná. Navíc na straně, kde se hřídel svařence bubnu ukládá do ložiska zařízení zakladače EXYZ (viz obr. 16), se zmíněná vzdálenost liší v rámci typů svařovaných bubnů. K lepšímu porozumění slouží obr. 17.

Tab. 2 Vybrané parametry sklíčidla IUM 400/3-2-M1 [14], [15]].

Vnější průměr sklíčidla	400 mm
Průměr průchozí díry	144 mm
Upínací síla	$F_{us} = 62 \text{ kN}$
Maximální upínaný rozměr	354 mm
Hmotnost	78,5 kg

Zabudováním sklíčidla do sestavy otočného stolu tak, aby horní plocha tělesa sklíčidla byla v rovině s horní plochou desky stolu, je předejito použití dalších přípravků, které by byly nutné k vyrovnání rozdílných vzdáleností přírub od dosedacích ploch. Problém je řešen dělenými čelistmi sklíčidla IUM 400/3-2-M1. Namísto měkkých nástavců se na základny všech 3 čelistí použijí na míru vyrobené ocelové nástavce. Spoj těchto dílců je na rozdíl od šroubového spoje použitého výrobcem realizován čep, které se zašroubují do nástavce a na straně bez závitu pouze vloží do základny čelisti. Čepový spoj urychluje demontáž nástavců nutnou pro dosednutí bubnu na plochu stolu po přetočení. Spojení čepu spolu s problémem vyčnívající části základny nad povrch sklíčidla (svarek nemůže dosednout na plochu stolu nebo sklíčidla) vyžaduje dodatečnou úpravu základních čelistí.



Obr. 29 Upravená sestava čelisti.

Samostředící schopnost sklíčidla zajišťuje vycentrování svarku bubnu prostřednictvím upnuté hřídele. Pro kontrolu, zdali je možné dosáhnout centrování sklíčidlem, je proveden výpočet. Uvažuje se nejhorší případ, který může nastat – sklíčidlo při posuvu svařence po ploše stolu působí na hřídel bubnu pouze jedinou čelistí.

$$F_{Gz} = m_1 \cdot g \text{ [N]} \quad (4.5)$$

$$F_{Gz} = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N}$$

$$F_t = F_{Nz} \cdot f = F_{Gz} \cdot f \quad (4.6)$$

$$F_t = 9810 \cdot 0,2 = 1962 \text{ N}$$

$$F_{u\check{c}} = \frac{F_{us}}{3} \text{ [N]} \quad (4.7)$$

$$F_{u\check{c}} = \frac{62000}{3} = 20667 \text{ N}$$

$$F_t < F_{u\check{c}}$$

$$1962 < 20667$$

kde:

F_{Gz}	tíha zátěže [N]
m_1	maximální hmotnost zátěže manipulátoru [kg]
g	tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
F_t	třecí síla [N]
F_{Nz}	normálová síla [N]
f	koeficient tření ocel–ocel [–], [14]
$F_{u\check{c}}$	upínací síla jedné čelisti sklíčidla [N]
F_{us}	upínací síla sklíčidla [N]

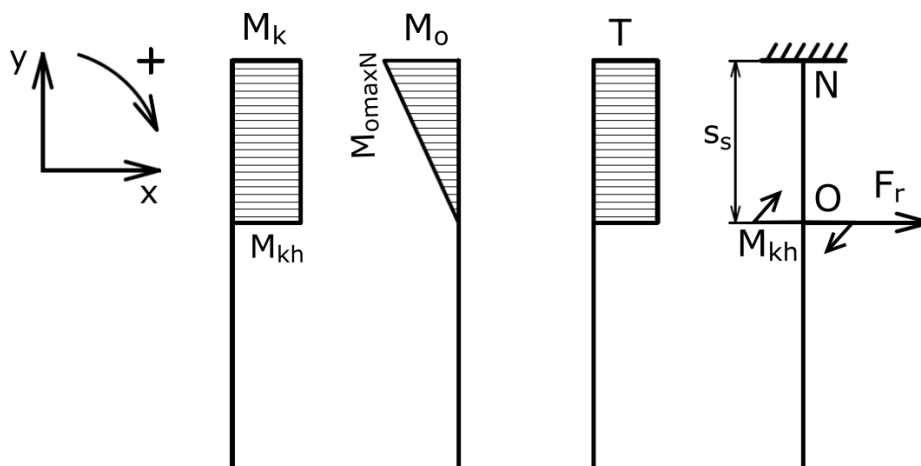
Třecí síla je menší než síla, kterou působí čelist sklíčidla na svařenec bubnu. Sklíčidlo je tedy schopno pohybovat svarkem po desce manipulátoru a vycentrovat hřídel bubnu s celým svařencem do středu stolu.

4.2.3 HŘÍDEL OTOČNÉHO STOLU

Hřídelí otočného stolu je trubka s vnějším průměrem $D_{hs} = 134 \text{ mm}$, vnitřním průměrem $d_{hs} = 120 \text{ mm}$ a délkou 323 mm. Tyto rozměry jsou navrženy s ohledem na rozměry největší hřídele svarku bubnu, jež se do hřídele otočného stolu vkládá. S otočným stolem je hřídel stolu spojena prostřednictvím příruby sklíčidla, se kterou je svařena obvodovým koutovým svarem. Hřídel dále nese ozubenou řemenici. Spoj je taktéž svarový. Na spodním konci trubky je navařeno dno s držákem pro rotační zemní svorku. Hřídelí otočného stolu tedy během svařování na manipulátoru prochází elektrický proud.

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Svarový spoj hřídele otočného stolu a příruby sklíčidla je umístěn v bodě N. V místě O je uložena hnaná řemenice, která působením dynamických účinků a předpětí od ozubeného řemene zatěžuje hřídel silou F_r , jejíž hodnota je vypočtena v rovnici (4.63) v kapitole 4.4.3 Návrh převodu. Mezi hnanou řemenicí (místo O) a přírubou sklíčidla (místo N) působí krouticí moment M_{kh} , který vychází z hodnoty rozběhového momentu krokového motoru M_{Mkor} (vypočteno v rovnici (4.45)) a navrženého převodového poměru i z kapitoly 4.4.3 Návrh převodu. Normálové zatížení hřídele způsobené vlastní vahou a tíhou uložené řemenice je vzhledem k nepatrnému vlivu zanedbáno.



Obr. 30 Hřídel otočného stolu – výsledné vnitřní účinky.

$$M_{o \max N} = F_r \cdot s_s \text{ [Nm]} \quad (4.8)$$

$$M_{o \max N} = 10738 \cdot 0,14 = 150,33 \text{ Nm}$$

$$M_{kh} = M_{Mkor} \cdot i \text{ [Nm]}$$

$$M_{kh} = 27,55 \cdot 6 = 165,3 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{o \max N}$ maximální ohybový moment v místě N [Nm]

F_r dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]

s_s vzdálenost působíště síly F_r od příruby sklíčidla [m], zjištěno v Autodesk Inventor 2016

M_{kh} krouticí moment působící na hřídel otočného stolu [Nm]

M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]

i navržený převodový poměr [–]

PEVNOSTNÍ VÝPOČET K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Hřídel otočného stolu je vyrobena z oceli S235JRH. Kritickým místem je místo N, kde působí maximální ohybový moment a krouticí moment, viz obr. 30.

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o \max N}}{W_{o3}} = \frac{32 \cdot D_{hs} \cdot M_{o \max N}}{\pi \cdot (D_{hs}^4 - d_{hs}^4)} \text{ [MPa]} \quad (4.9)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{32 \cdot 134 \cdot 150330}{\pi \cdot (134^4 - 120^4)} = 1,78 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{o3}	napětí v ohybu hřídele otočného stolu [MPa]
W_{o3}	modul průřezu v ohybu hřídel otočného stolu [mm ³]
D_{hs}	vnější průměr hřídele otočného stolu [mm]
d_{hs}	vnitřní průměr hřídele otočného stolu [mm]

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{k3} = \frac{M_{kh}}{W_{k3}} = \frac{16 \cdot M_{kh}}{\pi \cdot D_{hs}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{hs}}{D_{hs}} \right)^4 \right]} \text{ [MPa]} \quad (4.10)$$

$$\tau_{k3} = \frac{16 \cdot 165,3}{\pi \cdot 134^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{120}{134} \right)^4 \right]} = 0,98 \text{ MPa}$$

kde:

τ_{k3}	napětí v krutu hřídele otočného stolu [MPa]
W_{k3}	modul průřezu v krutu hřídel otočného stolu [mm ³]

Redukované napětí a bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau_{k3}^2} \text{ [MPa]} \quad (4.11)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{1,78^2 + 3 \cdot 0,98^2} = 2,46 \text{ MPa}$$

$$k_{Re3} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red2}} \text{ [-]} \quad (4.12)$$

$$k_{Re3} = \frac{235}{2,46} = 95,5$$

kde:

σ_{red2}	redukované napětí hřídele otočného stolu dle podmínky HMM [MPa]
k_{Re3}	bezpečnost hřídele otočného stolu k meznímu stavu pružnosti [-]
R_{e1}	mez kluzu oceli S235JR, S235JRH [MPa]

Hřídel vyhoví s bezpečností k meznímu stavu pružnosti $k_{Re3} = 95,5$. Předimenzování hřídele otočného stolu je způsobeno požadavkem na zástavbové rozměry potřebné k vložení hřídele svarku bubnu a robustnost konstrukce.

4.3 NÁVRH LOŽISKA STOLU

Otočný stůl je uložen v jediném ložisku, které zachycuje působení jak axiálních, tak i radiálních sil a klopných momentů. Pro účel aplikace je vybráno ložisko se zkříženými válečky XSU140544 z kategorie otočí od společnosti Schaeffler. Toto velkorozměrové ložisko je použito z důvodu potřebných zástavbových rozměrů nutných k uložení univerzálního sklíčidla v otočném stole a zvýšení tuhosti desky stolu.

Tab. 3 Vybrané rozměrové parametry ložiska XSU140544 [16].

Vnitřní průměr vnitřního kroužku	474 mm
Vnější průměr vnitřního kroužku	543 mm
Vnitřní průměr vnějšího kroužku	545 mm
Vnější průměr vnějšího kroužku	614 mm
Hmotnost	$m_L = 38$ kg

Jinou variantou by mohlo být ložisko otočí s integrovaným ozubením, s jehož pomocí by se stůl poháněl. Další, ale dražší alternativou je možnost použití některého z ložisek pro kruhové stoly, jako například axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ZKLDF460 nebo axiálně radiální válečkové ložisko YRT460 od společnosti Schaeffler. Výhodou těchto ložisek je především nižší třecí moment a pro účely této diplomové práce zbytečně vysoká přesnost chodu, ovšem na úkor již zmíněné vyšší ceny.

Ložisko otočného stolu je důležitým konstrukčním uzlem manipulátoru. Tato kapitola obsahuje stanovení jeho zatížení a ověření únosnosti i trvanlivosti. Svou váhu má i výpočet třecího momentu ložiska, který velkou měrou ovlivňuje výpočet pohonu.

4.3.1 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ

Axiální zatížení ložiska je způsobeno maximální hmotností zátěže umístěné na desce polohovadla a vlastní tíhou dílců sestavy otočného stolu. V radiálním směru působí zatížení od pohonu, které zapříčiňuje vznik klopného momentu. Další část celkového klopného momentu tvoří složka, která představuje případ vyosení svařence bubnu na desce stolu. Tab. 4 obsahuje hmotnosti jednotlivých součástí. Hodnoty byly zjištěny z programu Autodesk Inventor 2016.

Tab. 4 Hmotnost součástí zatěžujících ložisko.

Maximální zátěž manipulátoru	$m_1 = 1000$ kg
Deska stolu	$m_2 = 157,56$ kg
Sklíčidlo	$m_3 = 78,5$ kg
Příruba sklíčidla	$m_4 = 29,15$ kg
Hřídel otočného stolu	$m_5 = 7,35$ kg
Hnaná řemenice	$m_6 = 10,9$ kg

AXIÁLNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

Součtem hmotností dílců z tab. 4 stanovíme celkovou hmotnost součástí zatěžujících ložisko a vypočteme tíhu této skupiny:

$$m_c = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 \text{ [kg]} \quad (4.13)$$

$$m_c = 1000 + 157,56 + 78,5 + 29,15 + 7,35 + 10,9 = 1283,46 \text{ kg}$$

$$F_{Gc} = m_c \cdot g \text{ [N]} \quad (4.14)$$

$$F_{Gc} = 1283,46 \cdot 9,81 = 12590,7 \text{ N}$$

kde:

m_c	celková hmotnost součástí zatěžujících ložisko [kg]
F_{Gc}	tíha součástí zatěžujících ložisko [N]
g	tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

KLOPNÝ MOMENT ZPŮSOBENÝ POHONEM

Síla působící od pohonu je vypočtena v kapitole 4.4.3 Návrh převodu v rovnici (4.63). Její hodnotu společně se vzdáleností působíště síly od ložiska použijeme při výpočtu klopného momentu.

$$M_{kl} = F_r \cdot s_p \text{ [Nm]} \quad (4.15)$$

$$M_{kl} = 10738 \cdot 0,147 = 157,9 \text{ Nm}$$

kde:

M_{kl}	klopný moment od pohonu [Nm]
F_r	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]
s_p	vzdálenost působíště síly F_r od ložiska otočného stolu [m], zjištěno v Autodesk Inventor 2016

KLOPNÝ MOMENT ZPŮSOBENÝ VYosením ZÁTĚŽE

Vyosením těžiště zátěže, ať už z jakýchkoliv příčin (např. nepřesností výroby), dojde ke vzniku klopného momentu. Pro výpočet uvažujme extrémní případ, kdy je těžiště maximální zátěže manipulátoru o hmotnosti m_l posunuto od středu rotace stolu o $s_v = 0,01 \text{ m}$.

$$M_{kl2} = F_{Gz} \cdot s_v \text{ [Nm]} \quad (4.16)$$

$$M_{kl2} = 9810 \cdot 0,01 = 98,1 \text{ Nm}$$

kde:

M_{kl2}	klopný moment od vyosení zátěže [Nm]
F_{Gz}	tíha zátěže [N]
s_v	vzdálenost těžiště zátěže od osy rotace [m]

4.3.2 VÝPOČET ÚNOSNOSTI A TRVANLIVOSTI

Vzhledem k nízkým maximálním otáčkám ložiska ($n_{rp} = 6 \text{ min}^{-1}$) je výpočet únosnosti vztahován k statickému zatížení. V tab. 5 se nachází hodnoty únosností ložiska XSU140544.

Tab. 5 Hodnoty únosností ložiska XSU140544 [16].

Statická axiální únosnost	$C_{0a} = 680 \text{ kN}$
Statická radiální únosnost	$C_{0r} = 330 \text{ kN}$
Dynamická axiální únosnost	$C_a = 270 \text{ kN}$
Dynamická radiální únosnost	$C_r = 170 \text{ kN}$

Celkový klopný moment:

$$M_{kl} = M_{kl1} + M_{kl2} \text{ [Nm]} \quad (4.17)$$

$$M_{kl} = 157,9 + 98,1 = 256 \text{ Nm}$$

kde:

M_{kl} klopný moment [Nm]

M_{kl1} klopný moment od pohonu [Nm]

M_{kl2} klopný moment od vyosení zátěže [Nm]

VÝPOČET ÚNOSNOSTI LOŽISKA

Určení pomocných hodnot: [17]

$$x = \frac{2000 \cdot M_{kl}}{F_{Gc} \cdot D_M} \text{ [-]} \quad (4.18)$$

$$x = \frac{2000 \cdot 0,256}{12,59 \cdot 544} = 0,075$$

$$\frac{F_r}{F_{Gc}} \text{ [-]} \quad (4.19)$$

$$\frac{1,07}{12,59} = 0,085$$

kde:

x koeficient excentricity zátěže [-]

F_{Gc} tíha součástí zatěžujících ložisko [N]

D_M průměr roztečné kružnice oběhu valivých elementů [mm], [16]

F_r dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]

Pomocí koeficientu excentricity zátěže x a výsledku poměru radiálního a axiálního zatížení ložiska (4.19) je zjištěn součinitel statického radiálního zatížení $f_{0r} = 1$ [17]. Následuje výpočet ekvivalentních statických zatížení: [17]

$$F_{0q} = F_{Gc} \cdot f_a \cdot f_s \cdot f_{0r} \text{ [kN]} \quad (4.20)$$

$$F_{0q} = 12,59 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 15,74 \text{ kN}$$

$$M_{0q} = M_{kl} \cdot f_a \cdot f_s \cdot f_{0r} \text{ [kNm]} \quad (4.21)$$

$$M_{0q} = 0,256 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 0,32 \text{ kNm}$$

kde:

F_{0q} ekvivalentní statická axiální síla [kN]

M_{0q} ekvivalentní statický klopný moment [kNm]

f_a součinitel aplikace [–], zjištěn z [17]

f_s součinitel přidané bezpečnosti [–], zjištěn z [17]

f_{0r} součinitel statického radiálního zatížení [–]

Vynesením zátěžového bodu dle ekvivalentních zatížení F_{0q} a M_{0q} do diagramů s názvy „upevňovací šrouby“ a „oběžná dráha ložiska“ v [17] dojdeme ke zjištění, že zátěžový bod je daleko pod limitními křivkami diagramů. Ložisko je velmi naddimenzované, viz součinitelé statických bezpečností: [18]

$$S_{0a} = \frac{C_{0a}}{F_{Gc}} \text{ [–]} \quad (4.22)$$

$$S_{0a} = \frac{680000}{12590,7} = 54$$

$$S_{0r} = \frac{C_{0r}}{F_r} \text{ [–]} \quad (4.23)$$

$$S_{0r} = \frac{330000}{1073,8} = 307,3$$

kde:

S_{0a} součinitel statické bezpečnosti pro axiální směr [–]

C_{0a} statická axiální únosnost [N]

S_{0r} součinitel statické bezpečnosti pro radiální směr [–]

C_{0r} statická radiální únosnost [N]

VÝPOČET TRVANLIVOSTI

Základní trvanlivost L_h stanovíme následovně: [17]

$$P_{ax} = k_F \cdot F_{Gc} \text{ [kN]} \quad (4.24)$$

$$P_{ax} = 1,5 \cdot 12,59 = 18,89 \text{ kN}$$

$$L_h = \frac{16666}{n_{rp}} \cdot \left(\frac{C_a}{P_{ax}} \right)^p \quad (4.25)$$

$$L_h = \frac{16666}{6} \cdot \left(\frac{270}{18,89} \right)^{\frac{10}{3}} \cong 19,68 \cdot 10^6 \text{ h}$$

kde:

P_{ax}	ekvivalentní dynamické axiální zatížení [kN]
k_F	součinitel dynamického zatížení [–], zjištěn z [17]
F_{Gc}	tíha součástí zatěžujících ložisko [N]
L_h	základní trvanlivost [h]
n_{rp}	frekvence otáčení rychloposuvu manipulátoru [s ⁻¹]
C_a	dynamická axiální únosnost [kN]

4.3.3 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU LOŽISKA

Stanovení hodnoty třecího momentu ložiska je problematická záležitost, neboť závisí na řadě faktorů. Těmito faktory jsou například: valivý odpor elementů ložiska, rychlost rotace, předpětí ložiska, tření mezi valivými elementy a klecí ložiska, kvalita a množství maziva nebo použité těsnění [17], [19]. Společnost Schaeffler pro ložiska z kategorie otočí uvádí výpočtový model, který je použit pro stanovení hodnoty, se kterou se bude dále pracovat. Výpočet vypadá následovně: [17]

$$M_{tL} = \frac{D_M}{2000} \cdot \left[\mu \cdot k \cdot \left(\frac{M_{kl} \cdot 1000}{D_M} + \frac{F_r \cdot f_L}{2} + \frac{F_{Gc}}{k} \right) + \frac{D_M \cdot W_R}{1000} \right] \text{ [kNm]} \quad (4.26)$$

$$W_R = 1 - \frac{0,44 \cdot D_M}{1000} \text{ [kNm}^{-1}] \quad (4.27)$$

$$W_R = 1 - \frac{0,44 \cdot 544}{1000} = 0,76064 \text{ kNm}^{-1}$$

$$M_{tL} = \frac{544}{2000} \cdot \left[0,004 \cdot 4,08 \cdot \left(\frac{0,256 \cdot 1000}{544} + \frac{1,0738 \cdot 1}{2} + \frac{12,59}{4,08} \right) + \frac{544 \cdot 0,76064}{1000} \right] = 0,131 \text{ kNm}$$

$$M_{tL} = 131 \text{ Nm}$$

kde:

M_{tL}	třecí moment ložiska [Nm]
D_M	průměr roztečné kružnice oběhu valivých elementů [mm], [16]
μ	součinitel třecího odporu [–]
k	součinitel rozložení zatížení [–]
M_{kl}	klopný moment [kNm]
F_r	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [kN]
f_L	součinitel oběžné dráhy elementů [–]
W_R	měrná třecí síla způsobená těsněním, klecí a dalšími [kNm ⁻¹]

Ve vzorci (4.26) pro výpočet třecího momentu ložiska se například neprojevuje vliv rychlosti rotace, který se také podílí na výsledné hodnotě třecího odporu. Výrobce ložiska XSU140544 uvádí, že výsledky se mohou za určitých podmínek značně lišit. Platnost jedné z těchto podmínek, viz nerovnice (4.28), nastává i v této aplikaci: [17]

$$\frac{M_{kl} \cdot 2000}{D_M \cdot F_{Gc}} < 1 \quad (4.28)$$

$$\frac{0,256 \cdot 2000}{544 \cdot 12,59} < 1$$

$$0,075 < 1$$

Nejistota plynoucí z této skutečnosti bude podchycena naddimenzováním pohonu tak, aby byl součinitel bezpečnosti pro pohon dostatečný. Hodnota třecího momentu $M_{tL} = 131 \text{ Nm}$ je tedy dále používána jako výchozí hodnota pro další výpočty.

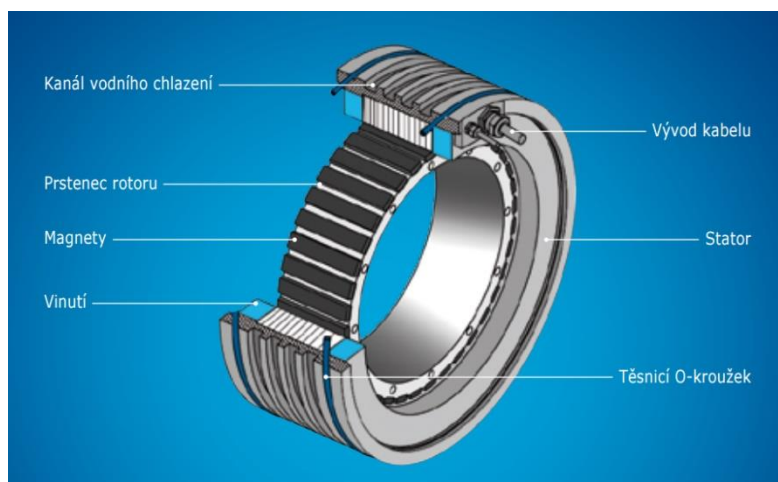
4.4 NÁVRH POHONU

Velmi nízké otáčky otočné desky a poměrně vysoká hodnota pasivního odporu ložiska otoče vedou k otázce, jakým typem motoru manipulátor pohánět. Hydraulický pohon je cenově nákladný, náročný na těsnost systému a v případě úniku oleje v kombinaci se svařovacím zařízením může způsobit bezpečnostní ohrožení. Elektrický pohon se jeví jako levnější alternativa, která nepředstavuje příliš velké nebezpečí. Existuje mnoho typů elektromotorů, ale ne všechny jsou vhodné pro uvažovanou aplikaci. V následující kapitole bude provedena stručná analýza elektromotorů s následným návrhem nejvhodnějšího typu.

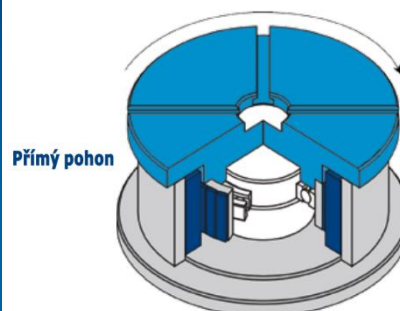
4.4.1 ANALÝZA TYPŮ ELEKTROMOTORU

Asynchronní elektromotory představují velice levnou možnost pohonu strojů. Dřívější problémy s regulací otáček jsou dnes řešeny řízením těchto motorů frekvenčním měničem, jehož cena v porovnání s dobou minulou značně klesla, ale i přes tuto skutečnost se stále jedná o poměrně drahé zařízení. Jelikož asynchronní motory mají vysoké jmenovité otáčky, bylo by třeba připojení převodovky, která by také navýšila celkovou cenu pohonu.

Moderním typem elektromotoru je momentový motor, jež nachází uplatnění především v obráběcích strojích, robotice a otočných stolech. Jedná se o určitý typ bezkartáčového synchronního stroje s permanentními magnety, fungující na principu přímého pohonu – rotor je napřímo spojen se zátěží. Momentové motory disponují vysokým krouticím momentem už při velmi nízkých otáčkách (i za klidu) a svou konstrukcí umožňují vedení jiných součástí středem volného prostoru rotoru, viz obr. 31. Zmíněné vlastnosti jsou pro účely této práce důležité. Dále se vyznačují svou kompaktností, která vyplývá z absence nutnosti převodového ústrojí, vysokou dynamikou, tuhostí, přesností, mechanickou neopotřebitelností, nenáročností na údržbu a dobrým řízením rychlosti otáčení. Velkou nevýhodou je vysoká cena a v případě velkého zatížení nutnost vodního chlazení [20].



Obr. 31 Konstrukce momentového motoru [20].



Obr. 32 Otočný stůl s momentovým motorem [20].

Dalším typem elektromotoru je krokový motor. Tyto motory pracují na principu posunu po krocích, který je dán úhlem mezi jednotlivými póly motoru. Z tohoto hlediska se motor pohybuje „trhavě“. Kroky pohybu hřídele motoru lze zjemnit použitím mikrokrokování a dále převodovým poměrem, který na výstupu krok zmenší tolikrát, kolik je hodnota převodového poměru. Tyto motory disponují vysokým krouticím momentem od nulových otáček a jsou levné. K motoru musí být připojen programovatelný ovladač, který řídí frekvenci pulzů zasílaných do motoru a udává tak rychlost a zrychlení rotace hřídele. Svými parametry a nižší výslednou cenou je vhodný pro užití v uvažované aplikaci pro rotační svařovací manipulátor. Z tohoto důvodu je navržen jako pohonná jednotka, pro níž bude přizpůsoben návrh převodu.

4.4.2 VÝPOČET POHONU

Pro výpočet pohonu je použito metody redukce, pomocí které se vypočítá rozběhový moment potřebný na hřídeli motoru. Pohon je navržen pro maximální rychlost rotace $n_{rp} = 6 \text{ min}^{-1}$, které má manipulátor dosáhnout. Na základě výběru krokového motoru je navrhován převodový poměr $i = 6$. Vstupní hodnotu momentu setrvačnosti zátěže určíme za uvažování definovaného předpokladu.

PŘEDPOKLAD VÝPOČTU MOMENTU SETRVAČNOSTI ZÁTĚŽE

Maximální zatížení manipulátoru je zadáno 1000 kg. Hmotnost nejrozměrnějšího svarku bubnu, určeného pro svařování na tomto manipulátoru je 610 kg. Z tohoto důvodu je třeba zavést předpoklad k určení momentu setrvačnosti odpovídajícímu maximální zátěži 1000 kg. Nejdůležitější složkou momentu setrvačnosti svařence je trubka tvořící plášť bubnu. Ta představuje přibližně 70 % hmotnosti svarku. Pro účel zjištění zmíněné veličiny zvýšíme vnější průměr, tloušťku a délku trubky tak, aby hmotnost trubky byla 70 % z 1000 kg. Vnější průměr pláště nebude příliš navyšován kvůli velkému odchýlení od původní maximální hodnoty. Největší změny dozná délka trubky, viz tab. 6.

Tab. 6 Změny rozměrů pouze pro výpočet momentu setrvačnosti svarku bubnu.

Parametr trubky	Původní hodnota	Změna
Vnější průměr	635 mm	$D_{tv} = 680$ mm (odpovídá původnímu max. vnějšímu průměru límce)
Tloušťka	30 mm	$t_t = 32,5$ mm
Délka	975 mm	$l_t = 1350$ mm

Ověření správnosti navržených rozměrů:

$$V_t = \frac{m_t}{\rho_o} \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.29)$$

$$V_t = \frac{700}{7850} = 0,089 \text{ m}^3$$

$$S_t = \pi \cdot \left(\frac{D_{tv}^2}{4} - \frac{(D_{tv} - 2 \cdot t_t)^2}{4} \right) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.30)$$

$$S_t = \pi \cdot \left(\frac{0,68^2}{4} - \frac{(0,68 - 2 \cdot 0,0325)^2}{4} \right) = 0,066 \text{ m}^2$$

$$l_t = \frac{V_t}{S_t} \text{ [m]} \quad (4.31)$$

$$l_t = \frac{0,089}{0,066} = 1,35 \text{ m} = 1350 \text{ mm}$$

kde:

- V_t objem trubky [m³]
- m_t hmotnost trubky [kg]
- ρ_o hustota oceli [kg·m⁻³]
- S_t povrch průřezu trubky [m²]
- D_{tv} vnější průměr trubky [m]
- t_t tloušťka trubky [m]
- l_t délka trubky [m]

Navrženými rozměry dosáhneme žádané hmotnosti trubky $m_t = 700$ kg.

Výpočet momentu setrvačnosti trubky:

$$J_t = \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot \left(\frac{D_{tv}^2}{4} + \frac{(D_{tv} - 2 \cdot t_t)^2}{4} \right) \text{ [kg·m}^2\text{]} \quad (4.32)$$

$$J_t = \frac{1}{2} \cdot 700 \cdot \left(\frac{0,68^2}{4} + \frac{(0,68 - 2 \cdot 0,0325)^2}{4} \right) = 73,55 \text{ kg·m}^2$$

kde:

J_t moment setrvačnosti trubky [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

Do hodnoty momentu setrvačnosti zátěže manipulátoru se kromě momentu setrvačnosti trubky zahrnou i ostatní součásti svarku bubnu. Zbytek součástí má na moment setrvačnosti celku malý vliv – moment setrvačnosti největšího svarku bubnu je $42,35 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, z toho $39,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ zaujímá trubka. Na zbytek součástí připadá $3,15 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Hodnota momentu setrvačnosti zbytku součástí je pro zavedený předpoklad stanovena na $J_z = 6,45 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, což je více než dvojnásobek původní hodnoty. Celková hodnota momentu setrvačnosti 1000 kg zátěže J_{IT} :

$$J_{IT} = J_t + J_z \quad (4.33)$$

$$J_{IT} = 73,55 + 6,45 = 80 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

kde:

J_{IT} moment setrvačnosti zátěže k ose rotace procházející jejím těžištěm [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

J_t moment setrvačnosti trubky [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

J_z moment setrvačnosti zbytku součástí svarku [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

URČENÍ POTŘEBNÉHO ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Stejně jako v kapitole 4.3.1 Stanovení zatížení i zde pro výpočet uvažujeme extrémní případ vyosení celého svařence bubnu posunem od středu rotace otočného stolu. Hodnoty momentů setrvačnosti komponent sestavy otočného stolu jsou zjištěny z programu Autodesk Inventor 2016.

Tab. 7 Momenty setrvačnosti komponent k ose rotace stolu.

Zátěž manipulátoru	$J_{IT} = 80 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Deska stolu	$J_2 = 13,85 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Sklíčidlo	$J_3 = 1,81 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Příruba sklíčidla	$J_4 = 0,78 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Hřídel otočného stolu	$J_5 = 0,03 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Hnaná řemenice	$J_6 = 0,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Vnitřní kroužek ložiska	$J_7 = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Vyosení svarku se na velikosti momentu setrvačnosti zátěže projeví následovně:

$$J_1 = J_{IT} + m_1 \cdot s_v^2 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2] \quad (4.34)$$

$$J_1 = 80 + 1000 \cdot 0,01^2 = 80,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

kde:

J_1 moment setrvačnosti vychýlené zátěže k ose rotace stolu [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

J_{IT} moment setrvačnosti zátěže k ose rotace procházející jejím těžištěm [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

m_1 maximální hmotnost zátěže manipulátoru [kg]

s_v vzdálenost těžiště zátěže od osy rotace [m]

Hodnotu momentu setrvačnosti vychýlené zátěže J_I , zjištěnou pomocí Steinerovy věty, použijeme pro následující výpočet pohonu. Jelikož jsou všechny momenty setrvačnosti přepočítány k ose rotace stolu, platí:

$$J_{C1} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (4.35)$$

$$J_{C1} = 80,1 + 13,85 + 1,81 + 0,78 + 0,03 + 0,17 + 1 = 97,74 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

J_{C1} celkový součet momentů setrvačnosti J_1 – J_7 [kg·m²]

Přepočet frekvence otáčení n_{rp} na úhlovou rychlost ω_{rp} :

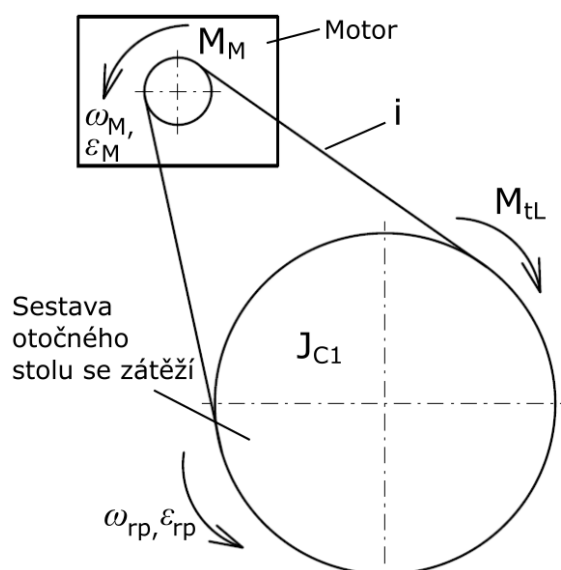
$$\omega_{rp} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{rp}}{60} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (4.36)$$

$$\omega_{rp} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{6}{60} = 0,6283 \text{ s}^{-1}$$

kde:

n_{rp} frekvence otáčení rychloposuvu manipulátoru [s⁻¹]

ω_{rp} úhlová rychlost rychloposuvu manipulátoru [s⁻¹]



Obr. 33 Zjednodušené schéma pro metodu redukce.

Jelikož je pohonná jednotka neznámou, vztahujeme metodu redukce na hřídel motoru, jehož parametry zjišťujeme:

$$\frac{1}{2} \cdot J_e \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{C1} \cdot \omega_{rp}^2 \text{ [J]} \quad (4.37)$$

$$J_e = J_{C1} \cdot \left(\frac{\omega_{rp}}{\omega_M} \right)^2$$

Kinematická vazba:

$$i = \frac{\omega_M}{\omega_{rp}} \quad [-] \quad (4.38)$$

$$i = 6$$

Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti po dosazení kinematické vazby:

$$J_e = \frac{J_{C1}}{i^2}$$

$$J_e = \frac{97,74}{6^2} = 2,715 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

J_e redukovaný moment setrvačnosti [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω_M úhlová rychlost hřídele motoru [s^{-1}]

i navržený převodový poměr [-]

Vyjádření redukovaného momentu:

$$P = M_M \cdot \omega_M - M_{tL} \cdot \omega_{rp} = M_e \cdot \omega_M \quad [\text{W}] \quad (4.39)$$

$$M_e = M_M - M_{tL} \cdot \frac{\omega_{rp}}{\omega_M}$$

$$M_e = M_M - \frac{M_{tL}}{i}$$

kde:

P výkon soustavy [W]

M_M rozběhový moment motoru [Nm]

M_{tL} třecí moment ložiska [Nm]

M_e redukovaný moment soustavy [Nm]

Obecná pohybová rovnice soustavy:

$$J_e \cdot \varepsilon_M = M_e \quad [\text{Nm}] \quad (4.40)$$

$$J_e \cdot \varepsilon_M = M_M - \frac{M_{tL}}{i}$$

kde:

ε_M úhlové zrychlení motoru [s^{-2}]

Vyjádření krouticího momentu M_M potřebného na hřídeli motoru při rozběhu:

$$M_M = J_e \cdot \varepsilon_M + \frac{M_{tL}}{i} \quad (4.41)$$

Z kinematické vazby platí:

$$\varepsilon_M = \varepsilon_{rp} \cdot i \quad [\text{s}^{-2}] \quad (4.42)$$

kde:

ε_{rp} úhlové zrychlení otočného stolu [s^{-2}]

Pro další výpočet je nutné stanovení úhlového zrychlení ε_{rp} . Jeho hodnota je závislá na době zrychlování t_{zr} , za kterou požadujeme, aby otočný stůl dosáhl dané maximální rychlosti $\omega_{rp} = 0,6283 \text{ s}^{-1}$. Pro hodnotu $t_{zr} = 2 \text{ s}$, jež je navržena s ohledem na dostatečnou velikost součinitele bezpečnosti pohonu k_m (počítaného v rovnici (4.67)), vypadá výpočet následovně:

$$\varepsilon_{rp} = \frac{\omega_{rp}}{t_{zr}} [\text{s}^{-2}] \quad (4.43)$$

$$\varepsilon_{rp} = \frac{0,6283}{2} = 0,314 \text{ s}^{-2}$$

Během tohoto rovnoměrného zrychlování se stůl se svařencem otočí o úhel:

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_{rp} \cdot t_{zr}^2 [\text{rad}] \quad (4.44)$$

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot 0,314 \cdot 2^2 = 0,6283 = 36^\circ$$

kde:

φ úhel otočení stolu $[\circ]$

Otočný stůl se během zrychlování na maximální požadovanou rychlost otočí o 36° , tedy o 1/10 otáčky. Tuto hodnotu lze považovat za přijatelnou, a proto dále počítáme se zrychlením $\varepsilon_{rp} = 0,314 \text{ s}^{-2}$. Po dosazení podmínky (4.42) do rovnice (4.41) dostáváme:

$$M_M = J_e \cdot \varepsilon_{rp} \cdot i + \frac{M_{tL}}{i}$$

$$M_M = 2,715 \cdot 0,314 \cdot 6 + \frac{131}{6} = 27 \text{ Nm}$$

Zahrneme-li do výpočtu účinnost převodu ozubeným řemenem:

$$M_{Mkor} = \frac{M_M}{\eta_{př}} [\text{Nm}] \quad (4.45)$$

$$M_{Mkor} = \frac{27}{0,98} = 27,55 \text{ Nm}$$

kde:

M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru $[\text{Nm}]$

M_M rozběhový moment motoru $[\text{Nm}]$

$\eta_{př}$ účinnost převodu ozubeným řemenem $[-]$, [18]

Potřebný rozběhový moment motoru korigovaný účinností převodu $M_{Mkor} = 27,55 \text{ Nm}$.

4.4.3 NÁVRH PŘEVODU

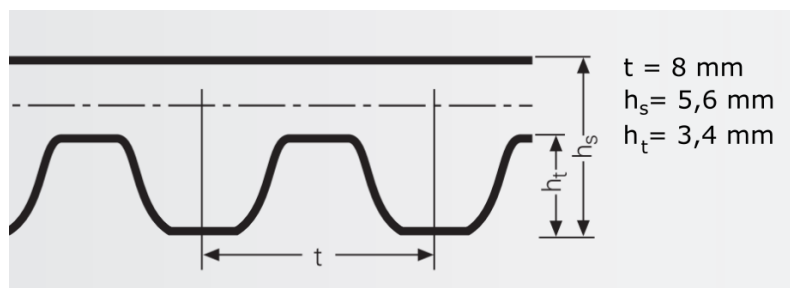
Převodový poměr mezi hnací hřídelí krokového motoru a hřídelí otočného stolu je navrhován $i = 6$. Takto nízký převod lze realizovat ozubeným řemenem. Aplikace plochého nebo klínového řemene by pro nízké svařovací otáčky mohla vzhledem chybějícímu tvarovému

styku působit problémy. Tyto řemeny disponují také nižší účinností a vlivem nutného většího předpětí více namáhají uložení řemenic.

Výhody ozubeného řemene v porovnání s ozubeným soukolím je mnoho – nižší cena, tlumení vibrací, nemusí se mazat a v neposlední řadě v případě použití správného typu řemene (bez odhaleného ocelového kordu) i izolace pohonu od působení svařovacího proudu. Řetězový převod je také poměrně levnou alternativou k ozubenému soukolí, nicméně je vodivý a daleko hmotnější než ozubený řemen, což by vzhledem k vodorovné poloze řetězových kol převodu vedlo k průvěsu a špatnému náběhu řetězu na řetězové kolo.

VÝPOČET PŘEVODU OZUBENÝM ŘEMENEM

Pro návrh převodu je uvažován nevodivý ozubený řemen typu CONTI® SYNCHROCHAIN CARBON od společnosti Continental s profilem CTD C8M o **zubové rozteči $t = 8 \text{ mm}$** [21]. Označení produktu: CONTI-CTD-1440-C8M-12-SYNCHROCHAIN CARBON.



Obr. 34 Profil ozubeného řemene CTD C8M (převzato a upraveno z [21]).

Výpočet požadovaného přenášeného výkonu:

$$P = M_{Mkor} \cdot \omega_M = M_{Mkor} \cdot \omega_{rp} \cdot i \quad [\text{W}] \quad (4.46)$$

$$P = 27,55 \cdot 0,6283 \cdot 6 = 104 \text{ W}$$

kde:

- P požadovaný přenášený výkon [W]
- M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]
- ω_M úhlová rychlost hřídele motoru [s^{-1}]
- ω_{rp} úhlová rychlost rychloposuvu manipulátoru [s^{-1}]
- i navržený převodový poměr [–]

Stanovení celkového provozního součinitele, který je dán charakterem zatížení: [22]

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 \quad [-] \quad (4.47)$$

$$c_0 = 1,4 + 0 + 0,2 = 1,6$$

kde:

- c_0 celkový provozní součinitel [–]
- c_2 součinitel zátěže [–], zjištěn z [22]

c_3 součinitel zrychlení [–], zjištěn z [22]

c_4 únavový součinitel [–], zjištěn z [22]

Tab. 8 obsahuje navržené parametry řemenic. Rozměr hnací (menší) řemenice je vzhledem k zástavbovým rozměrům navržen nejmenší možný.

Tab. 8 Výpočtové parametry řemenic [22].

Parametr	Hnací řemenice	Hnaná řemenice
Počet zubů	$z_m = 22$	$z_v = z_m \cdot i$ $z_v = 22 \cdot 6 = 132$
Roztečný průměr	$d_{wm} = 56,02 \text{ mm}$	336,14 mm
Osová vzdálenost	$a = 380 \text{ mm}$	

Výpočet délky řemene: [22]

$$L_W = 2 \cdot a + \frac{t}{2} \cdot (z_v + z_m) + \frac{\left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_v - z_m) \right]^2}{4 \cdot a} \quad [\text{mm}] \quad (4.48)$$

$$L_W = 2 \cdot 380 + \frac{8}{2} \cdot (132 + 22) + \frac{\left[\frac{8}{\pi} \cdot (132 - 22) \right]^2}{4 \cdot 380} = 1427,62 \text{ mm}$$

kde:

L_W výpočtová délka řemene [mm]

t zubová rozteč [mm]

Dle výrobcem nabízených délek ozubených řemenů je **vybrán řemen délky $L_{Wsk} = 1440 \text{ mm}$** . Z důvodu rozdílnosti vypočtené a skutečné délky je nutné přepočítat osovou vzdálenost řemenic: [22]

$$a_{sk} = \frac{1}{4} \cdot \left[L_{Wsk} - \frac{t}{2} \cdot (z_v + z_m) + \sqrt{\left[L_{Wsk} - \frac{t}{2} \cdot (z_v + z_m) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_v - z_m) \right]^2} \right] \quad [\text{mm}] \quad (4.49)$$

$$a_{sk} = \frac{1}{4} \cdot \left[1440 - \frac{8}{2} \cdot (132 + 22) + \sqrt{\left[1440 - \frac{8}{2} \cdot (132 + 22) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{8}{\pi} \cdot (132 - 22) \right]^2} \right] = 386,6 \text{ mm}$$

kde:

L_{Wsk} skutečná délka řemene [mm]

a_{sk} skutečná osová vzdálenost řemenic [mm]

Výpočet úhlu opásání β hnací řemenice: [22]

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{t \cdot (z_v - z_m)}{2 \cdot \pi \cdot a_{sk}}\right) [-] \quad (4.50)$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{8 \cdot (132 - 22)}{2 \cdot \pi \cdot 386,63}\right) = 2,4 = 137,52^\circ$$

Počet zubů hnací řemenice v záběru z_e : [22]

$$z_e = z_m \cdot \frac{\beta}{360} [-] \quad (4.51)$$

$$z_e = 22 \cdot \frac{137,52}{360} = 8,4 \rightarrow 8 \text{ zubů v záběru}$$

Na základě výsledků z_e a L_{Wsk} jsou zjištěni součinitelé počtu zubů v záběru $c_I = 1$ a délkový součinitel $c_5 = 1,1$ [22]. Dále přenášený výkon pro efektivní šířku řemene $P_N = 0,208 \text{ kW}$ a součinitel šířky řemene $c_6 = 1,2$ dle navržené šířky řemene $b = 12 \text{ mm}$ [21].

$$c_{6err} = \frac{P \cdot c_0}{P_N \cdot c_1 \cdot c_5} [-] \quad (4.52)$$

$$c_{6err} = \frac{0,1 \cdot 1,6}{0,208 \cdot 1 \cdot 1,1} = 0,7$$

kde:

c_{6err} vypočtený součinitel šířky [-]

P požadovaný přenášený výkon [W]

Nutná je platnost podmínky: [22]

$$c_6 \geq c_{6err} \quad (4.53)$$

$$1,2 \geq 0,7$$

Pozn.: Jednotlivým vynásobením součinitelů c_{6err} a c_6 referenční šířkou 10 mm získáme navrženou a vypočtenou šířku řemene [21].

Jmenovitý výkon P_R pro navrženou šířku řemene $b = 12 \text{ mm}$ a vypočtený celkový provozní součinitel c_{0err} :

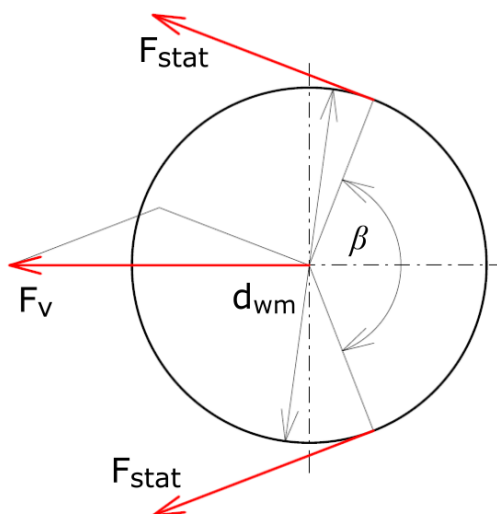
$$P_R = P_N \cdot c_6 [\text{kW}] \quad (4.54)$$

$$P_R = 0,208 \cdot 1,2 = 0,2496 \text{ kW}$$

$$c_{0err} = \frac{P_R \cdot c_1 \cdot c_5}{P} [-] \quad (4.55)$$

$$c_{0err} = \frac{0,2496 \cdot 1 \cdot 1,1}{0,1} = 2,75$$

Výpočet statického radiálního zatížení hřídele řemenice od předpětí: [22]



Obr. 35 Statické silové působení na hnací řemenici.

$$F_v = k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_m \cdot n_{Mrp}} \text{ [N]} \quad (4.56)$$

$$F_v = 0,85 \cdot 1,3 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,104 \cdot \sin \frac{137,52}{2}}{8 \cdot 22 \cdot 36} = 1013 \text{ N}$$

kde:

- F_v statické radiální zatížení hřídele [N]
- k_1 součinitel zatížení předpětím [–], zjištěn z [22]
- k_2 provozní součinitel předpětí [–], zjištěn z [22]
- P požadovaný přenášený výkon [kW]
- β úhel opásání hnací řemenice [°]
- t zubová rozteč [mm]
- z_m počet zubů hnací řemenice [–]
- n_{Mrp} frekvence otáčení hnací řemenice při rychloposuvu [min^{-1}]

Pro přenos požadovaného výkonu je potřeba zajistit správné předpětí řemene, které je možné zkontrolovat změřením jeho frekvence kmitání. Tato naměřená hodnota musí být stejná nebo nižší než vypočtená hodnota. V případě vyšší hodnoty je nutné předpětí řemene snížit. Výpočet kontrolní (vlastní) frekvence kmitání vypadá následovně: [22]

$$F_{stat} = \frac{F_v}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \text{ [N]} \quad (4.57)$$

$$F_{stat} = \frac{1013}{2 \cdot \sin \frac{137,52}{2}} = 543,4 \text{ N}$$

$$L_f = a_{sk} \cdot \sin \frac{\beta}{2} \quad [\text{mm}] \quad (4.58)$$

$$L_f = 386,6 \cdot \sin \frac{137,52}{2} = 360,36 \text{ mm}$$

$$m = m_s \cdot b \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (4.59)$$

$$m = 4,22 \cdot 10^{-3} \cdot 12 = 0,05064 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$f = \sqrt{\frac{F_{stat}}{4 \cdot m \cdot L_f^2}} \quad [\text{Hz}] \quad (4.60)$$

$$f = \sqrt{\frac{543,4}{4 \cdot 0,05064 \cdot 360,6^2}} = 143,7 \text{ Hz}$$

kde:

F_{stat} statická síla ve větvi řemene [N]

L_f délka volné větve řemene [mm]

a_{sk} skutečná osová vzdálenost řemenic [mm]

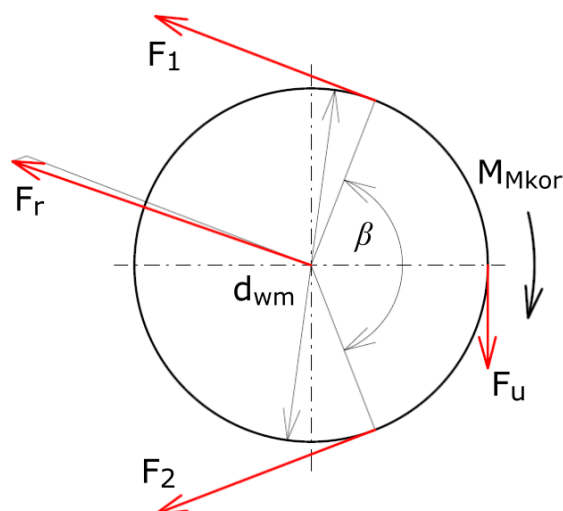
m hmotnost řemene [kg]

m_s měrná hmotnost řemene [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ na šířku řemene v mm], zjištěno z [22]

b navržená šířka řemene [mm], hodnota z [21]

f_k kontrolní (vlastní) frekvence řemene [Hz]

Výpočet dynamického radiálního zatížení hřídele řemenice a obvodové síly:



Obr. 36 Dynamické silové působení na hnací řemenici.

$$F_1 = F_{stat} + \frac{M_{Mkor}}{d_{wm}} \quad [\text{N}] \quad (4.61)$$

$$F_1 = 543,4 + \frac{27,55}{0,05602} = 1035,2 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{stat} - \frac{M_{Mkor}}{d_{wm}} \text{ [N]} \quad (4.62)$$

$$F_2 = 543,4 - \frac{27,55}{0,05602} = 51,6 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta} \text{ [N]} \quad (4.63)$$

$$F_r = \sqrt{1035,2^2 + 51,6^2 - 2 \cdot 1035,2 \cdot 51,6 \cdot \cos(137,52)} = 1073,8 \text{ N}$$

$$F_u = \frac{2 \cdot M_{Mkor}}{d_{wm}} \text{ [N]} \quad (4.64)$$

$$F_u = \frac{2 \cdot 27,55}{0,05602} = 983,6 \text{ N}$$

kde:

F_1 síla v napínané větvi řemene [N]

M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]

d_{wm} roztečný průměr hnací řemenice [mm]

F_2 síla v ochablé větvi řemene [N]

F_r dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]

β úhel opásání hnací řemenice [°]

F_u obvodová síla [N]

KONTROLA OZUBENÉHO ŘEMENE

U ozubeného řemene je kontrolováno dimenzování tažné vrstvy (kordu) a schopnost přenést požadovaný výkon:

$$k_k = \frac{F_{uzul}}{F_1} \text{ [-]} \quad (4.65)$$

$$k_k = \frac{3100}{1035,2} = 3$$

$$k_v = \frac{c_{0err}}{c_0} \text{ [-]} \quad (4.66)$$

$$k_v = \frac{2,75}{1,6} = 1,72$$

kde:

k_k součinitel bezpečnosti tažné vrstvy [-]

F_{uzul} dovolená obvodová síla [N]

k_v součinitel bezpečnosti požadovaného přenášeného výkonu [-]

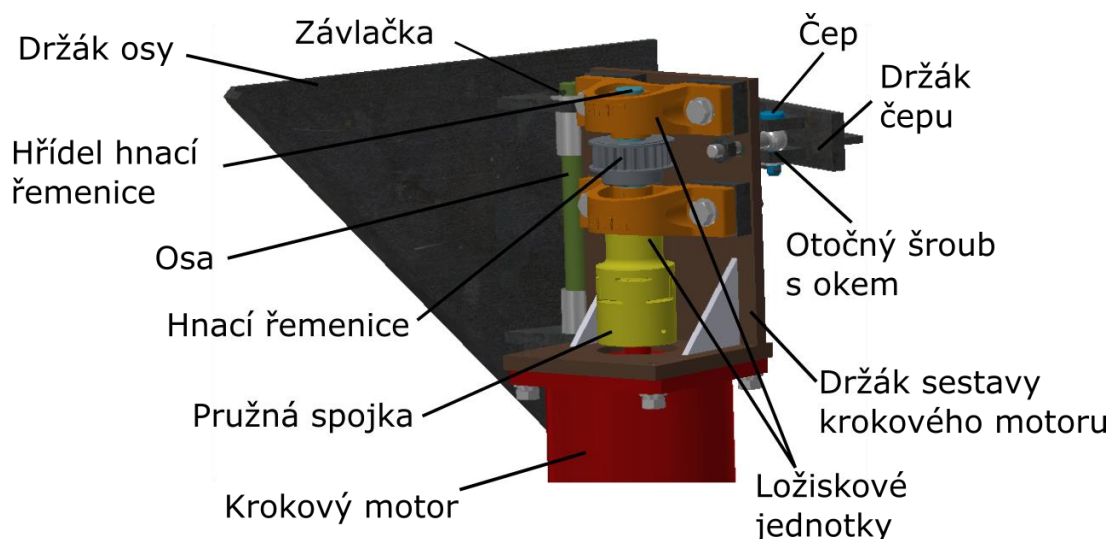
c_{0err} vypočtený celkový provozní součinitel [-]

c_0 celkový provozní součinitel [–]

Bezpečnost navrženého ozubeného řemene vyhovuje. Nejnižší hodnota, kterou je součinitel bezpečnosti k_v , je srovnatelná s hodnotou součinitele bezpečnosti pro pohon k_m .

4.5 SESTAVA KROKOVÉHO MOTORU

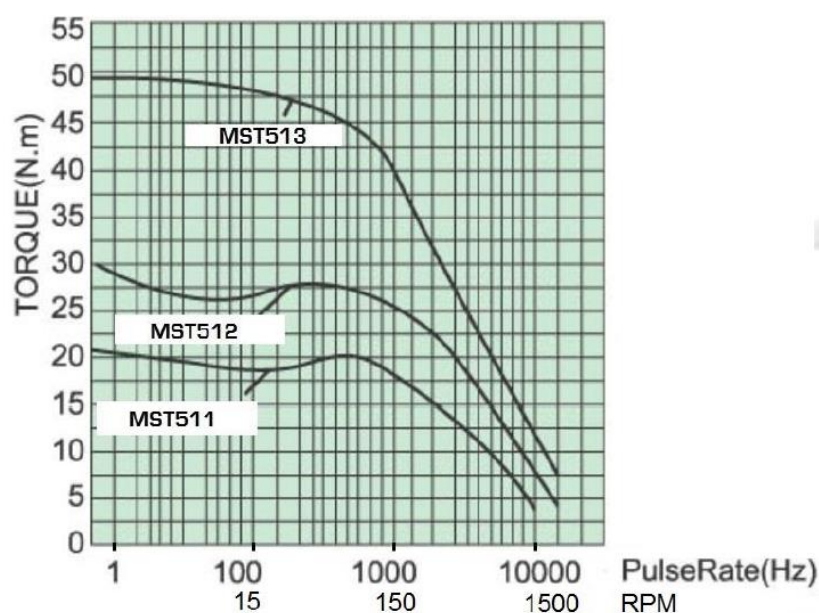
Výrobce použitého krokového motoru pro manipulátor udává maximální radiální zatížení 220 N ve vzdálenosti 20 mm od příruby motoru. Toto zatížení je vlivem působení sil od pohonu překračováno. Hřídel motoru navíc nemá dostatečné rozměrové parametry pro uložení ložiska a řemenice. Tento problém je řešen přidáním další hřídele, která je uložena ve dvou ložiskových jednotkách, mezi nimiž se nachází hnací řemenice. S hřídelí krokového motoru je spojena přes pružnou spojku. Touto konstrukcí je zamezeno radiálnímu zatížení hřídele krokového motoru. Krokový motor je společně s ložiskovými jednotkami upevněn k držáku celé sestavy.



Obr. 37 Sestava krokového motoru.

4.5.1 KROKOVÝ MOTOR

Průzkumem trhu je zjištěno, že některé společnosti nabízí krokové motory s dostatečně vysokým krouticím momentem potřebným k pohonu navrhovaného zařízení s převodem ozubeným řemenem. Pro svařovací manipulátor je vybrán krokový motor společnosti JVL s označením MST513C213–X2AA7.0, který disponuje záběrovým krouticím momentem 50 Nm, viz křivka pro MST513 na obr. 38 [23].



Obr. 38 Graf momentové charakteristiky [23].

Tab. 9 Vybrané parametry motoru MST513C213–X2AA7.0 [23].

Úhel kroku	1,8°
Přidržený moment	50 Nm
Moment setrvačnosti rotoru	60 kg·cm ²
Max. radiální zatížení hřídele	220 N (20 mm od příruby)
Max. axiální zatížení hřídele	60 N

KONTROLA ZVOLENÉHO MOTORU

Hodnota potřebného rozběhového momentu motoru byla výpočtem stanovena na $M_{Mkor} = 27,55$ Nm. Výsledek výpočtu je velkou měrou ovlivňován třecím momentem ložiska. Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.3.3, vypočtená hodnota třecího momentu se může od reálné hodnoty za nastávajících podmínek značně lišit. Součinitel bezpečnosti pohonu vypadá následovně:

$$k_m = \frac{M_{krok}}{M_{Mkor}} [-] \quad (4.67)$$

$$k_m = \frac{47,5}{27,55} = 1,72$$

kde:

k_m součinitel bezpečnosti pohonu [-]

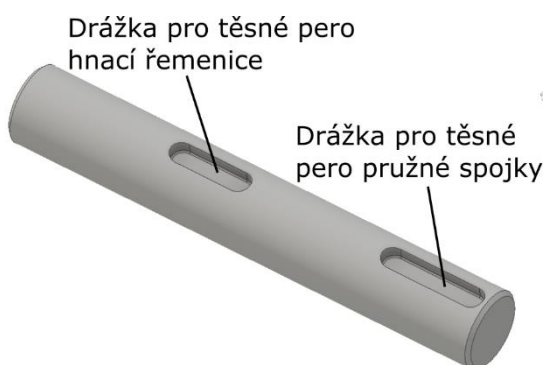
M_{krok} krouticí moment krokového motoru [Nm], hodnota odečtena z grafu na obr. 38 pro frekvenci otáčení hnací řemenice při rychloposuvu $n_{Mrp} = 36 \text{ min}^{-1}$

M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]

Součinitel bezpečnosti $k_m = 1,72$ lze s uvážením výše zmíněné skutečnosti považovat za dostatečný.

4.5.2 NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE HNACÍ ŘEMENICE

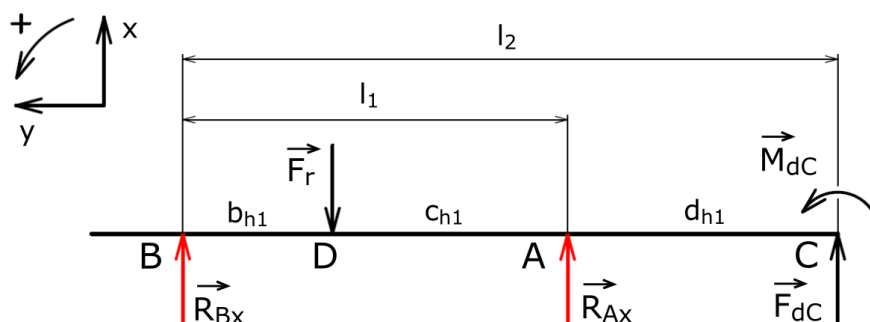
Hřídel hnací řemenice je navržena s průměrem 20 mm bez osazení. K uložení řemenice a pružné spojky slouží drážky pro těsná pera a stavěcí šrouby pro zamezení axiálního posuvu. Materiálem hřídele je ocel S235JR s mezí kluzu $R_{el} = 235$ MPa. Kontrola navržené součásti spočívá v ověření její pevnosti k meznímu stavu pružnosti a ověření posunutí a natočení v místě uložení pružné spojky (místo C). Natočení v místě uložení hnací řemenice (nacházející se mezi dvěma podporami) je prakticky nulové, neboť v témže místě v rovině kolmé k hřídeli působí jediné vnější radiální zatížení.



Obr. 39 Hřídel hnací řemenice.

VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISCÍCH

Do výpočtu velikosti reakcí z rovnic statické rovnováhy zavedeme doplňkové síly, pomocí nichž s využitím Castiglianovy věty určíme posunutí a natočení v místě C, kde nepůsobí osamělá síla ani moment:



Obr. 40 Schéma zatížení hřídele hnací řemenice.

$$\sum F_x : R_{Bx} - F_r + R_{Ax} + F_{dC} = 0 \quad (4.68)$$

$$\sum F_y : \emptyset \quad (4.69)$$

$$\sum M_B : R_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot b_{h1} + F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC} = 0 \quad (4.70)$$

$$R_{Ax} = \frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} \text{ [N]} \quad (4.71)$$

$$R_{Ax} = \frac{10738 \cdot 30,3 - 0 \cdot 113,3 + 0}{70,6} = 460,85 \text{ N}$$

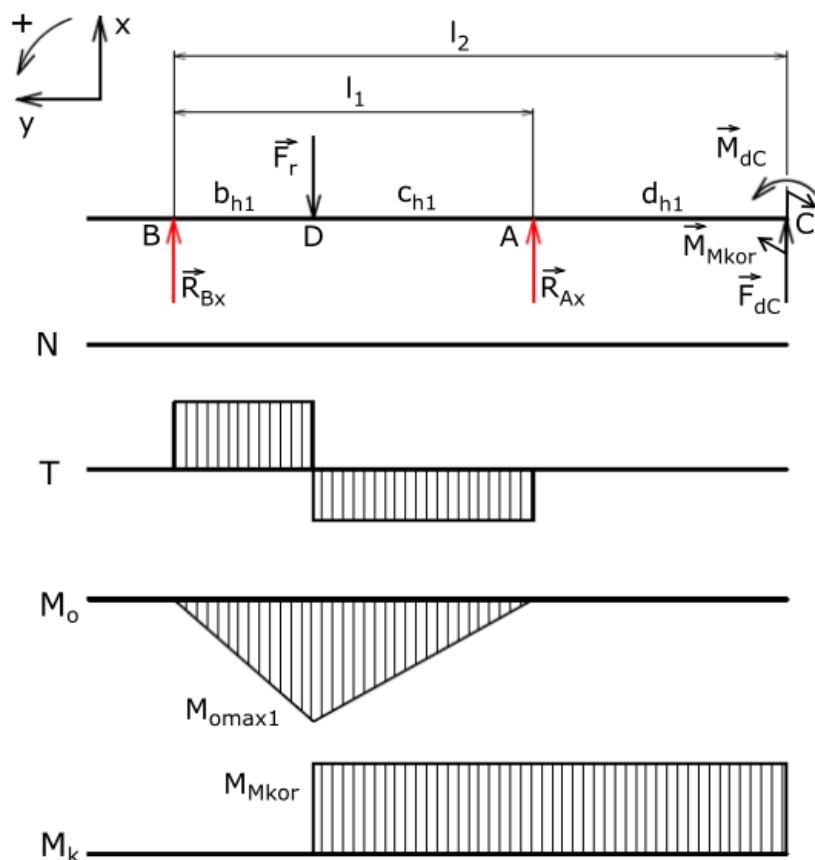
$$R_{Bx} = F_r - \frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} - F_{dC} \text{ [N]} \quad (4.72)$$

$$R_{Bx} = 10738 - \frac{10738 \cdot 30,3 - 0 \cdot 113,3 + 0}{70,6} - 0 = 612,95 \text{ N}$$

kde:

R_{Bx}	reakce v ložisku B ve směru osy x na dynamické zatížení [N]
F_r	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]
R_{Ax}	reakce v ložisku A ve směru osy x na dynamické zatížení [N]
F_{dC}	doplňková síla působící v místě C [N]
l_1	vzdálenost mezi ložisky A a B [mm]
b_{h1}	vzdálenost mezi ložiskem B a působištem síly od řemene [mm]
M_{dC}	doplňkový moment působící v místě C [Nm]
l_2	vzdálenost mezi ložiskem B a volného konce C [mm]

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 41 Hřídel hnací řemenice – výsledné vnitřní účinky.

Mezi volným koncem hřídele s pružnou spojkou (místo C) a řemenicí (místo D) působí rozběhový krouticí moment $M_{Mkor} = 27,55 \text{ Nm}$.

$$M_{o \max 1} = -R_{Bx} \cdot b_{h1} \text{ [Nm]} \quad (4.73)$$

$$M_{o \max 1} = -612,95 \cdot 30,3 = -18,57 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{o \max 1}$ maximální ohybový moment hřídele hnací řemenice [Nm]

PEVNOSTNÍ VÝPOČET K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Kritickým místem hřídele je bod D (viz obr. 41), ve kterém je maximální ohybový moment, krouticí moment a zároveň se zde nachází drážka pro pero. Ta představuje koncentrátor napětí, který musí být při výpočtu zohledněn. Jelikož je hřídel zatížen kombinovaným namáháním, provede se výpočet redukovaného napětí.

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o \max 1}}{W_{o1}} = \frac{32 \cdot M_{o \max 1}}{\pi \cdot d_1^3} \text{ [MPa]} \quad (4.74)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot 18570}{\pi \cdot 20^3} = 23,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o \max 1} = \sigma_{o1} \cdot \beta_o \text{ [MPa]} \quad (4.75)$$

$$\sigma_{o \max 1} = 23,64 \cdot 1,6 = 37,83 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{o1}	napětí v ohybu hřídele hnací řemenice [MPa]
M_{omax1}	maximální ohybový moment hřídele hnací řemenice [Nm]
W_{o1}	modul průřezu v ohybu hřídele hnací řemenice [mm ³]
d_1	průměr hřídele hnací řemenice [mm]
σ_{omax1}	maximální napětí v ohybu hřídele hnací řemenice [MPa]
β_o	vrubový součinitel pro drážku na pero za ohybu [–], zjištěno z [24]

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{Mkor}}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_{Mkor}}{\pi \cdot d_1^3} \text{ [MPa]} \quad (4.76)$$

$$\tau_{k1} = \frac{16 \cdot 27550}{\pi \cdot 20^3} = 17,54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k \max 1} = \tau_{k1} \cdot \beta_k \text{ [MPa]} \quad (4.77)$$

$$\tau_{k \max 1} = 17,54 \cdot 1,13 = 19,82 \text{ MPa}$$

kde:

τ_{k1}	napětí v krutu hřídele hnací řemenice [MPa]
M_{Mkor}	korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]
W_{k1}	modul průřezu v krutu hřídele hnací řemenice [mm ³]
τ_{kmax1}	maximální napětí v krutu hřídele hnací řemenice [MPa]
β_k	vrubový součinitel pro drážku na pero v krutu [–], zjištěno z [24]

Redukované napětí a bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o \max 1}^2 + 3 \cdot \tau_{k \max 1}^2} \text{ [MPa]} \quad (4.78)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{37,83^2 + 3 \cdot 19,82^2} = 51 \text{ MPa}$$

$$k_{Re1} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red1}} \text{ [–]} \quad (4.79)$$

$$k_{Re1} = \frac{235}{51} = 4,6$$

kde:

σ_{red1}	redukované napětí hřídele hnací řemenice dle podmínky HMH [MPa]
k_{Re1}	bezpečnost hřídele hnací řemenice k meznímu stavu pružnosti [–]
R_{e1}	mez kluzu oceli S235JR, S235JRH [MPa]

POSUNUTÍ A NATOČENÍ V MÍSTĚ ULOŽENÍ PRUŽNÉ SPOJKY

Výpočet posuvu bodu C ve směru osy x provedeme pomocí Castiglianovy věty, kdy energii napjatosti parciálně derivujeme podle doplňkové síly $F_{dC} = 0$ N:

$$w_C = \frac{\partial W}{\partial F_{dC}} = \int_0^{l_2} \frac{M_{oli}}{E \cdot I_{y1}} \cdot \frac{\partial M_{oli}}{\partial F_{dC}} \cdot dx_{h1i} \quad [\text{mm}] \quad (4.80)$$

$$I_{y1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.81)$$

$$I_{y1} = \frac{\pi \cdot 20^4}{64} = 7854 \text{ mm}^4$$

$$w_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\int_0^{b_{h1}} \left(\frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} + F_{dC} - F_r \right) \cdot x_{h11}^2 \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) dx_{h11} + \right. \\ \left. + \int_0^{c_{h1}} F_r \cdot x_{h12} \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot (b_{h1} + x_{h12}) dx_{h12} + \int_0^{c_{h1}} \left(\frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} + F_{dC} - F_r \right) \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot (b_{h1} + x_{h12})^2 dx_{h12} + \right. \\ \left. + \int_0^{d_{h1}} (-F_{dC} \cdot x_{h13} - M_{dC}) \cdot (-x_{h13}) dx_{h13} \right] \quad (4.82)$$

$$w_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left[\frac{x_{h11}^3}{3} \right]_0^{b_{h1}} + F_r \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left[b_{h1} \cdot \frac{x_{h12}^2}{2} + \frac{x_{h12}^3}{3} \right]_0^{c_{h1}} + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left[b_{h1}^2 \cdot x_{h12} + 2 \cdot b_{h1} \cdot \frac{x_{h12}^2}{2} + \frac{x_{h12}^3}{3} \right]_0^{c_{h1}} \right]$$

$$w_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left(\frac{b_{h1}^3}{3} \right) + F_r \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left(b_{h1} \cdot \frac{c_{h1}^2}{2} + \frac{c_{h1}^3}{3} \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \left(b_{h1}^2 \cdot c_{h1} + 2 \cdot b_{h1} \cdot \frac{c_{h1}^2}{2} + \frac{c_{h1}^3}{3} \right) \right]$$

$$w_C = \frac{1}{2 \cdot 10^5 \cdot 7854} \cdot \left[\left(\frac{10738 \cdot 30,3}{70,6} - 10738 \right) \cdot \left(1 - \frac{113,3}{70,6} \right) \cdot \left(\frac{30,3^3}{3} \right) + 10738 \cdot \left(1 - \frac{113,3}{70,6} \right) \cdot \right. \\ \left. \left(30,3 \cdot \frac{40,3^2}{2} + \frac{40,3^3}{3} \right) + \left(\frac{10738 \cdot 30,3}{70,6} - 10738 \right) \cdot \left(1 - \frac{113,3}{70,6} \right) \cdot \left(30,3^2 \cdot 40,3 + 30,3 \cdot 40,3^2 + \right. \right.$$

$$\left. + \frac{40,3^3}{3} \right) = 8,49 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

kde:

w_C	posunutí bodu C ve směru osy x [mm]
W	energie napjatosti [J]
F_{dC}	doplňková síla působící v místě C [N]
M_{oli}	ohybový moment pro i-tý řez hřídele hnací řemenice [Nm]
E	modul pružnosti v tahu [MPa], zjištěn z [24]
I_{y1}	kvadratický moment průřezu hřídele hnací řemenice [mm ⁴]
d_1	průměr hřídele hnací řemenice [mm]
F_r	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]
c_{h1}	vzdálenost mezi ložiskem A a působištem síly od řemene [mm]

Výpočet natočení bodu C pomocí Castiglianovy věty, kdy energii napjatosti parciálně derivujeme podle doplňkového momentu $M_{dC} = 0$ Nm:

$$\varphi_C = \frac{\partial W}{\partial M_{dC}} = \int_0^{l_2} \frac{M_{oli}}{E \cdot I_{y1}} \cdot \frac{\partial M_{oli}}{\partial M_{dC}} \cdot dx_{h1i} \quad (4.83)$$

$$\varphi_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\int_0^{b_{h1}} \left(\frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} + F_{dC} - F_r \right) \cdot x_{h11}^2 \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) dx_{h11} + \right. \\ \left. + \int_0^{c_{h1}} F_r \cdot x_{h12} \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot (b_{h1} + x_{h12}) dx_{h12} + \int_0^{c_{h1}} \left(\frac{F_r \cdot b_{h1} - F_{dC} \cdot l_2 + M_{dC}}{l_1} + F_{dC} - F_r \right) \cdot \right. \quad (4.84)$$

$$\left. \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot (b_{h1} + x_{h12})^2 dx_{h12} + \int_0^{d_{h1}} (-F_{dC} \cdot x_{h13} - M_{dC}) \cdot (-1) dx_{h13} \right] \\ \varphi_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left[\frac{x_{h11}^3}{3} \right]_0^{b_{h1}} + F_r \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left[b_{h1} \cdot \frac{x_{h12}^2}{2} + \frac{x_{h12}^3}{3} \right]_0^{c_{h1}} + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left[b_{h1}^2 \cdot x_{h12} + 2 \cdot b_{h1} \cdot \frac{x_{h12}^2}{2} + \frac{x_{h12}^3}{3} \right]_0^{c_{h1}} \right] \\ \varphi_C = \frac{1}{E \cdot I_{y1}} \cdot \left[\left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left(\frac{b_{h1}^3}{3} \right) + F_r \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left(b_{h1} \cdot \frac{c_{h1}^2}{2} + \frac{c_{h1}^3}{3} \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_r \cdot b_{h1}}{l_1} - F_r \right) \cdot \left(\frac{1}{l_1} \right) \cdot \left(b_{h1}^2 \cdot c_{h1} + 2 \cdot b_{h1} \cdot \frac{c_{h1}^2}{2} + \frac{c_{h1}^3}{3} \right) \right]$$

$$\varphi_C = \frac{1}{2 \cdot 10^5 \cdot 7854} \cdot \left[\left(\frac{10738 \cdot 30,3}{70,6} - 10738 \right) \cdot \left(\frac{1}{70,6} \right) \cdot \left(\frac{30,3^3}{3} \right) + 10738 \cdot \left(\frac{1}{70,6} \right) \cdot \left(30,3 \cdot \frac{40,3^2}{2} + \frac{40,3^3}{3} \right) + \left(\frac{10738 \cdot 30,3}{70,6} - 10738 \right) \cdot \left(\frac{1}{70,6} \right) \cdot \left(30,3^2 \cdot 40,3 + 30,3 \cdot 40,3^2 + \frac{40,3^3}{3} \right) \right] = -1,76 \cdot 10^{-4}$$

$$\varphi_C = -0,011^\circ$$

kde:

φ_C natočení bodu C [°]

M_{dC} doplňkový moment působící v místě C [Nm]

Vypočtené hodnoty posunutí w_C a natočení φ_C jsou použity pro kontrolu vhodnosti navržené pružné spojky v následující kapitole.

4.5.3 PRUŽNÁ SPOJKA

Pro spojení hřídele krokového motoru a hřídele pro uložení hnací řemenice je použita pružná spojka TRASCO GRMP velikosti 24/32 s krátkým nábojem. Pružný člen spojky nese označení 92 Shore A žlutý/černý. Jeho funkcí je tlumení rázů a vyrovnávání úhlových a radiálních výchylek. Spojka funguje jako prvek elektrické izolace, neboť náboje jsou vzájemně elektricky izolovány [25].



Obr. 42 Pružná spojka TRASCO GRMP [25].

Tab. 10 Vybrané parametry pružné spojky TRASCO GRMP [25].

Jmenovitý krouticí moment	$T_{KN} = 35 \text{ Nm}$
Maximální krouticí moment	70 Nm
Maximální radiální výchylka	$\Delta K_r = 0,22 \text{ mm}$
Maximální úhlová výchylka	$\Delta K_w = 1,3^\circ$

KONTROLA PRUŽNÉ SPOJKY

Při současném výskytu radiální a úhlové výchylky se vhodnost spojky posuzuje dle podmínky (4.85), přičemž žádná ze skutečných výchylek nesmí překročit maximální dovolenou hodnotu: [25]

$$\frac{w_C}{\Delta K_r} + \frac{\varphi_C}{\Delta K_w} \leq 1 \quad (4.85)$$

$$\frac{8,49 \cdot 10^{-3}}{0,22} + \frac{0,011}{1,3} \leq 1$$

$$0,047 \leq 1$$

Skutečné výchylky podmínku splňují a jsou nižší než dovolené hodnoty.

Bezpečnost vůči přenášenému jmenovitému momentu:

$$M_{kj} = \frac{M_{tL}}{i} \cdot \frac{1}{\eta_{př}} \quad [\text{Nm}] \quad (4.86)$$

$$M_{kj} = \frac{131}{6} \cdot \frac{1}{0,98} = 22,28 \text{ Nm}$$

$$k_{jP} = \frac{T_{KN}}{M_{kj}} \quad [-] \quad (4.87)$$

$$k_{jP} = \frac{35}{22,28} = 1,57$$

kde:

M_{kj} jmenovitý moment přenášený spojkou [Nm]

M_{tL} třecí moment ložiska [Nm]

i navržený převodový poměr [-]

$\eta_{př}$ účinnost převodu ozubeným řemenem [-], [18]

k_{jP} bezpečnost vůči přenášenému jmenovitému momentu [-]

T_{KN} jmenovitý krouticí moment spojky TRASCO GRMP [Nm]

4.5.4 ULOŽENÍ HŘÍDELE HNACÍ ŘEMENICE

Hřídel hnací řemenice je uložena ve dvou stojatých ložiskových jednotkách Y (s kuličkovými ložisky) společnosti SKF s označením SYJ 20 TF. Hřídel je v ložiscích proti axiálnímu posuvu pojištěna stavěcími šrouby. Jedná se o naklápěcí oboustranně těsněné ložisko s možností domazávání skrz maznici [26].

Tab. 11 Vybrané parametry ložiskové jednotky SYJ 20 TF [26].

Základní dynamická únosnost	$C = 12,7 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 6,55 \text{ kN}$
Vnitřní průměr vnitřního kroužku	20 mm

KONTROLA LOŽISEK

Ložiska jsou zatížena převážně radiální silou. V axiálním směru působí pouze tíha hřídele a komponent na ni uložených, což představuje velice malé zatížení, které pro výpočet

zanedbáme. Pro výpočty statické únosnosti ložisek A a B je potřeba spočítat velikost reakcí, které vzniknou od působení pouhého předpětí ozubeného řemene na hřídel hnací řemenice. K výpočtu využijeme rovnice ze statické rovnováhy (4.71) a (4.72), ale dynamická síla F_v bude nahrazena statickou silou F_v :

$$R_{Ax0} = \frac{F_v \cdot b_{hl}}{l_1} \text{ [N]} \quad (4.88)$$

$$R_{Ax0} = \frac{1013 \cdot 30,3}{70,6} = 434,76 \text{ N}$$

$$R_{Bx0} = F_v - R_{Ax0} \text{ [N]} \quad (4.89)$$

$$R_{Bx0} = 1013 - 434,76 = 578,24 \text{ N}$$

kde:

R_{Ax0} reakce v ložisku A ve směru osy x na statické zatížení [N]

F_v statické radiální zatížení hřídele [N]

b_{hl} vzdálenost mezi ložiskem B a působištem síly od řemene [mm]

l_1 vzdálenost mezi ložisky A a B [mm]

R_{Bx0} reakce v ložisku B ve směru osy x na statické zatížení [N]

Ložisko v místě A

Posouzení dynamické únosnosti:

$$P_A = R_{Ax} \text{ [N]}, z [26] \quad (4.90)$$

$$P_A = 460,85 \text{ N}$$

$$S_{dA} = \frac{C}{P_A} [-] \quad (4.91)$$

$$S_{dA} = \frac{12700}{460,85} = 27,6$$

kde:

P_A ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A [N]

R_{Ax} reakce v ložisku A ve směru osy x na dynamické zatížení [N]

S_{dA} dynamický součinitel bezpečnosti ložiska A [-]

Posouzení statické únosnosti:

$$P_{0A} = 0,6 \cdot R_{Ax0} + 0,5 \cdot F_{ax} \text{ [N]}, z [26] \quad (4.92)$$

$$P_{0A} = 0,6 \cdot 434,76 + 0,5 \cdot 0 = 260,86 \text{ N}$$

$$S_{0A} = \frac{C_0}{P_{0A}} [-] \quad (4.93)$$

$$S_{0A} = \frac{6550}{260,86} = 25,1$$

kde:

P_{0A} ekvivalentní statické zatížení ložiska A [N]

F_{ax} statické axiální zatížení hřídele [N]

S_{0A} statický součinitel bezpečnosti ložiska A [–]

Ložisko v místě B

Posouzení dynamické únosnosti:

$$P_B = R_{Bx} \text{ [N], z [26]} \quad (4.94)$$

$$P_B = 612,95 \text{ N}$$

$$S_{dB} = \frac{C}{P_B} \text{ [–]} \quad (4.95)$$

$$S_{dB} = \frac{12700}{612,95} = 20,7$$

kde:

P_B ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B [N]

R_{Bx} reakce v ložisku B ve směru osy x na dynamické zatížení [N]

S_{dB} dynamický součinitel bezpečnosti ložiska B [–]

Posouzení statické únosnosti:

$$P_{0B} = 0,6 \cdot R_{Bx0} + 0,5 \cdot F_{ax} \text{ [N], z [26]} \quad (4.96)$$

$$P_{0B} = 0,6 \cdot 578,24 + 0,5 \cdot 0 = 346,94 \text{ N}$$

$$S_{0B} = \frac{C_0}{P_{0B}} \text{ [–]} \quad (4.97)$$

$$S_{0B} = \frac{6550}{346,94} = 18,9$$

kde:

P_{0B} ekvivalentní statické zatížení ložiska B [N]

R_{Bx0} reakce v ložisku B ve směru osy x na statické zatížení [N]

F_{ax} statické axiální zatížení hřídele [N]

S_{0B} statický součinitel bezpečnosti ložiska B [–]

4.5.5 NÁVRH A KONTROLA PEROVÝCH SPOJŮ

Pružná spojka je s hřídelí krokového motoru i s hřídelí hnací řemenice pro přenos krouticího momentu spojena těsnými pery stejně jako hnací řemenice a její hřídel. U každého perového spojení je provedena kontrola statické pevnosti pera ve stříhu a kontrola na otlačení.

Výška a šířka pera je určena na základě průměru hřídele z [24]. Délka pera je vypočtena dle dovoleného tlaku mezi bokem drážky v náboji a perem. Těsná pera jsou vyrobena z oceli 1.0060 s mezí kluzu $R_{e2} = 340$ MPa [18]. Mez kluzu ve smyku se spočte následovně: [18]

$$R_{se} = 0,577 \cdot R_{e2} \text{ [MPa]} \quad (4.98)$$

$$R_{se} = 0,577 \cdot 340 = 196,2 \text{ MPa}$$

kde:

R_{se} mez kluzu ve smyku oceli 1.0060 [MPa]

R_{e2} mez kluzu oceli 1.0060 [MPa]

SPOJENÍ HNACÍ ŘEMENICE A JEJÍ HŘÍDELE

Výpočet nejmenší délky pera na základě dovoleného tlaku: [18]

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{Mkor}}{d_1} \text{ [N]} \quad (4.99)$$

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot 27,55}{0,02} = 2755 \text{ N}$$

$$p_{d1} = 0,8 \cdot p_{0ocel} \text{ [MPa]} \quad (4.100)$$

$$p_{d1} = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa}$$

$$p_{d1} \geq \frac{F_{o1}}{t_{1p} \cdot (l_{p1min} - b_p)} \text{ [MPa]} \quad (4.101)$$

$$l_{p1min} = \frac{F_{o1}}{p_{d1} \cdot t_{1p}} + b_p \text{ [mm]} \quad (4.102)$$

$$l_{p1min} = \frac{2755}{120 \cdot 2,5} + 6 = 15,2 \text{ mm}$$

kde:

F_{o1} obvodová síla na povrchu hřídele hnací řemenice [N]

M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]

d_1 průměr hřídele hnací řemenice [mm]

p_{d1} dovolený tlak na boky drážky hnací řemenice [MPa], zjištěno z [18]

p_{0ocel} základní hodnota dovoleného tlaku pro ocelový náboj [MPa], zjištěno z [18]

t_{1p} hloubka drážky v náboji [mm], zjištěno z [24]

l_{p1min} minimální délka pera hnací řemenice [mm]

b_p šířka pera [mm], zjištěno z [24]

Na základě nejmenší možné vypočtené délky pera l_{p1min} a průměru hřídele hnací řemenice $d_1 = 20$ mm je navrhováno pero $6h9 \times 6 \times 22$ dle ČSN 02 2562.

Kontrola pevnosti ve střihu: [18]

$$\tau_{sp1} = \frac{F_{o1}}{b_p \cdot l_{p1}} \text{ [MPa]} \quad (4.103)$$

$$\tau_{sp1} = \frac{2755}{6 \cdot 22} = 20,9 \text{ MPa}$$

$$k_{sp1} = \frac{R_{se}}{\tau_{sp1}} [-] \quad (4.104)$$

$$k_{sp1} = \frac{196,2}{20,9} = 9,4$$

kde:

τ_{sp1}	napětí pera hnací řemenice ve střihu [MPa]
l_{p1}	navržená délka pera hnací řemenice [mm]
k_{sp1}	součinitel bezpečnosti pera hnací řemenice ve střihu [-]
R_{se}	mez kluzu ve smyku oceli 1.0060 [MPa]

SPOJENÍ PRUŽNÉ SPOJKY A HŘÍDELE HNACÍ ŘEMENICE

Náboj pružné spojky TRASCO je vyroben z šedé litiny EN-GJL-250. Výpočet nejmenší délky pera na základě dovoleného tlaku: [18]

$$p_{d2} = 0,8 \cdot p_{0litina} \text{ [MPa]} \quad (4.105)$$

$$p_{d2} = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ MPa}$$

$$p_{d2} \geq \frac{F_{o1}}{t_{1p} \cdot (l_{p2min} - b_p)} \text{ [MPa]} \quad (4.106)$$

$$l_{p2min} = \frac{F_{o1}}{p_{d2} \cdot t_{1p}} + b_p \text{ [mm]} \quad (4.107)$$

$$l_{p2min} = \frac{2755}{72 \cdot 2,5} + 6 = 21,3 \text{ mm}$$

kde:

p_{d2}	dovolený tlak na boky drážky náboje pružné spojky [MPa], zjištěno z [18]
$p_{0litina}$	základní hodnota dovoleného tlaku pro litinový náboj [MPa], zjištěno z [18]
t_{1p}	hloubka drážky v náboji [mm], zjištěno z [24]
l_{p2min}	minimální délka pera spojujícího pružnou spojku a hřídele hnací řemenice [mm]

Na základě nejmenší možné vypočtené délky pera l_{p2min} a průměru hřídele hnací řemenice $d_1 = 20 \text{ mm}$ je navrhováno pero $6h9 \times 6 \times 28$ dle ČSN 02 2562.

Kontrola pevnosti ve střihu: [18]

$$\tau_{sp2} = \frac{F_{o1}}{b_p \cdot l_{p2}} \text{ [MPa]} \quad (4.108)$$

$$\tau_{sp2} = \frac{2755}{6 \cdot 28} = 16,4 \text{ MPa}$$

$$k_{sp2} = \frac{R_{se}}{\tau_{sp2}} \text{ [-]} \quad (4.109)$$

$$k_{sp2} = \frac{196,2}{16,4} = 12$$

kde:

- τ_{sp2} napětí pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice ve střihu [MPa]
 l_{p2} navržená délka pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice [mm]
 k_{sp2} součinitel bezpečnosti pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice ve střihu [-]

SPOJENÍ PRUŽNÉ SPOJKY A HŘÍDELE KROKOVÉHO MOTORU

Průměr hřídele krokového motoru $d_2 = 19$ mm. Výpočet nejmenší délky pera na základě dovoleného tlaku: [18]

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{Mkor}}{d_2} \text{ [N]} \quad (4.110)$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot 27,55}{0,019} = 2900 \text{ N}$$

$$p_{d2} \geq \frac{F_{o2}}{t_{1p} \cdot (l_{p3min} - b_p)} \text{ [MPa]} \quad (4.111)$$

$$l_{p3min} = \frac{F_{o2}}{p_{d2} \cdot t_{1p}} + b_p \text{ [mm]} \quad (4.112)$$

$$l_{p3min} = \frac{2900}{72 \cdot 2,5} + 6 = 22,1 \text{ mm}$$

kde:

- F_{o2} obvodová síla na povrchu hřídele krokového motoru [N]
 M_{Mkor} korigovaný rozběhový moment motoru [Nm]
 d_2 průměr hřídele krokového motoru [mm]
 p_{d2} dovolený tlak na boky drážky náboje pružné spojky [MPa], zjištěno z [18]
 $p_{olitina}$ základní hodnota dovoleného tlaku pro litinový náboj [MPa], zjištěno z [18]
 t_{1p} hloubka drážky v náboji [mm], zjištěno z [24]
 l_{p3min} minimální délka pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru [mm]
 b_p šířka pera [mm], zjištěno z [24]

Na základě nejmenší možné vypočtené délky pera l_{p3min} a průměru hřídele krokového motoru $d_2 = 19 \text{ mm}$ je navrhováno pero $6h9 \times 6 \times 28$ dle ČSN 02 2562.

Kontrola pevnosti ve střihu: [18]

$$\tau_{sp3} = \frac{F_{o2}}{b_p \cdot l_{p3}} \text{ [MPa]} \quad (4.113)$$

$$\tau_{sp3} = \frac{2900}{6 \cdot 28} = 17,3 \text{ MPa}$$

$$k_{sp3} = \frac{R_{se}}{\tau_{sp3}} [-] \quad (4.114)$$

$$k_{sp3} = \frac{196,2}{17,3} = 11,3$$

kde:

τ_{sp3} napětí pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru ve střihu [MPa]

l_{p3} navržená délka pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru [mm]

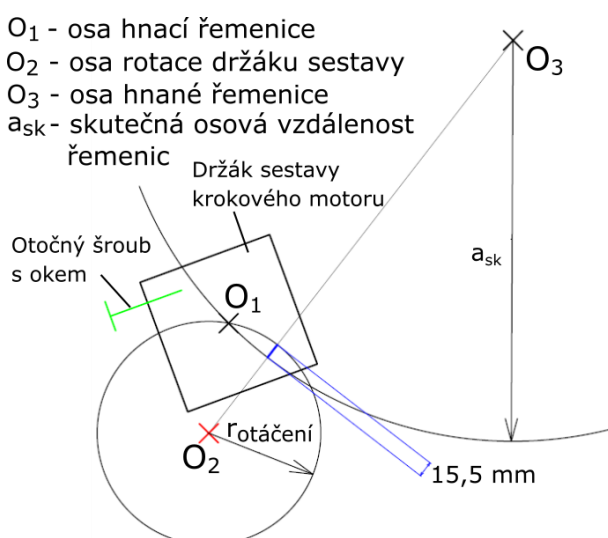
k_{sp3} součinitel bezpečnosti pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru ve střihu [-]

4.5.6 MECHANISMUS NAPÍNÁNÍ ŘEMENE

Sestava krokového motoru je upevněna na držáku, kterému je umožněno natáčení se kolem svislé osy a společně s otočným šroubem s okem tak tvoří mechanismus napínání ozubeného řemene. Princip mechanismu spočívá v zajištění polohy držáku pomocí dvou matic nacházejících se z každé strany desky držáku na otočném šroubu. Z důvodu správné funkčnosti mechanismu je potřeba v desce držáku drážka, jež dovoluje posuv dřívku otočného šroubu v horizontální rovině.



Obr. 43 Mechanismus napínání – model.

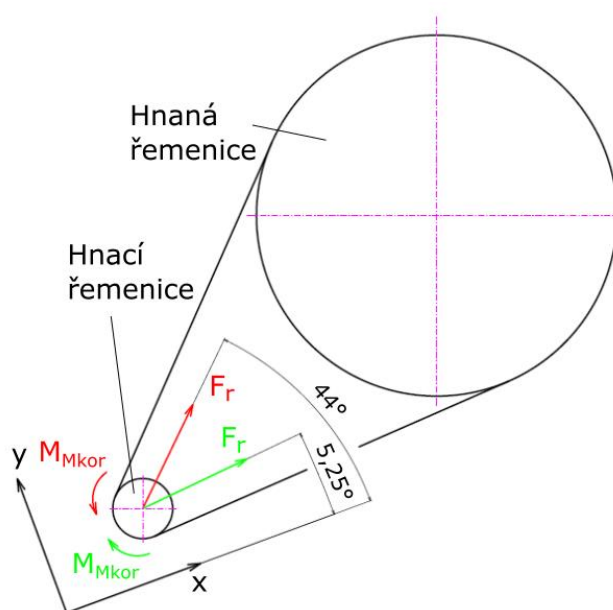


Obr. 44 Schéma mechanismu napínání řemene.

Kromě navrženého konstrukčního řešení je možné sestavu krokového motoru uložit staticky bez možnosti natáčení a ozubený řemen napínat napínací kladkou. Tento způsob zvyšuje tuhost uložení sestavy krokového motoru, ale oproti navržené variantě více ovlivňuje úhel opásání řemenice a vyžaduje další konstrukci pro uložení napínání. V případě působení napínací kladky zevnitř smyčky ozubeného řemene dochází k nežádoucímu zmenšení úhlu opásání a snížení tak počtu zubů v záběru. Kladka musí být navíc provedena s ozubením (odpovídajícím profilu řemene). Při realizaci napínací kladky vně smyčky ozubeného řemene je kladka provedena jako hladká a počet zubů v záběru je ovlivněn pozitivně – vzroste. Další nevýhodou je střídavý ohyb řemene, který vede ke snížení jeho životnosti.

VÝPOČET REAKCÍ VE VAZBÁCH DRŽÁKU SESTAVY KROKOVÉHO MOTORU

Otočný šroub s okem má kromě zamezení rotace držáku sestavy kolem osy i funkci jeho podpory ve svislém směru. Tento fakt dělá uložení držáku staticky neurčitě. Pro výpočet silového působení na osu otáčení sestavy krokového motoru je proto uvažována pouhá funkce zamezení rotace sestavy kolem této osy, přičemž následek zmíněného předpokladu je vypočítání jejího vyššího namáhání. Předpoklad je tedy na straně bezpečné. Výsledné namáhání osy dále závisí na směru otáčení hnací řemenice, který se projeví záměnou tažené a tlačené větve řemene. Dochází tak ke změně směru výsledné síly působící na hřídel hnací řemenice. Z tohoto důvodu je uvažováno se směrem síly F_r , který osu zatěžuje více (viz obr. 44 a obr. 45 – značeno červeně). V opačném případě je více zatěžován otočný šroub s okem (v obr. 45 značeno zeleně).



Obr. 45 Schéma dynamického zatížení hřídele hnací řemenice v závislosti na směru rotace řemenice.

Výpočet tíhy držáku se sestavou krokového motoru a rozklad síly F_r do směrů os x a y:

$$F_{GSz} = m_{sm} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (4.115)$$

$$F_{GSz} = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

$$F_{rx} = F_r \cdot \cos(\alpha_{r1}) \text{ [N]} \quad (4.116)$$

$$F_{rx} = 10738 \cdot \cos(44^\circ) = 772,43 \text{ N}$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \sin(\alpha_{r1}) \text{ [N]} \quad (4.117)$$

$$F_{ry} = 10738 \cdot \sin(44^\circ) = 745,92 \text{ N}$$

kde:

F_{GSz} tíha držáku se sestavou krokového motoru [N]

m_{sm} celková hmotnost držáku se sestavou krokového motoru [kg]

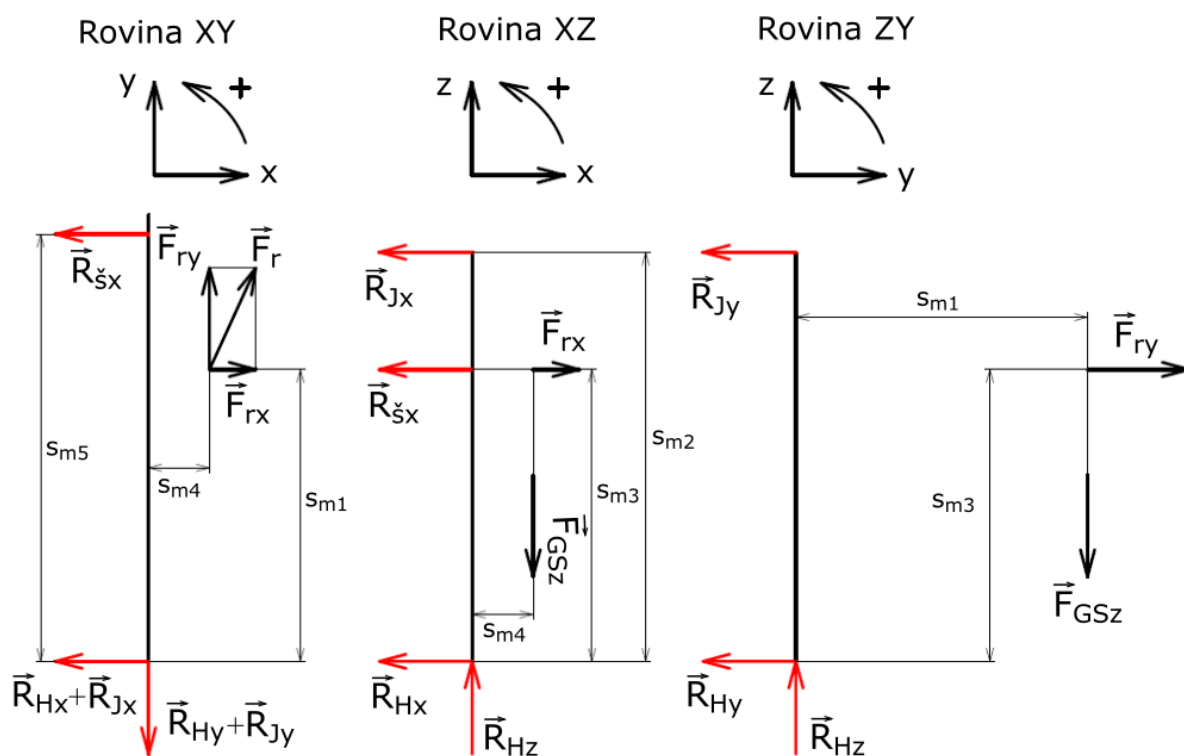
g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

F_{rx} dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice ve směru x [N]

F_r dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice [N]

α_{r1} úhel sevřený mezi silami F_r a F_{rx} při vyšším zatížení osy [°], zjištěno z programu Autodesk Inventor

F_{ry} dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice ve směru y [N]



Obr. 46 Schéma zatížení držáku sestavy krokového motoru.

Rovnice statické rovnováhy (vzdálenosti s_{m1} až s_{m5} jsou zjištěny z programu Autodesk Inventor):

$$\sum F_x : F_{rx} - R_{sx} - R_{Jx} - R_{Hx} = 0$$

$$\sum F_y : F_{ry} - R_{Hy} - R_{Jy} = 0$$

$$\sum F_z : R_{Hz} - F_{GSz} = 0$$

$$\sum M_{xH} : R_{Jy} \cdot s_{m2} - F_{ry} \cdot s_{m3} - F_{GSz} \cdot s_{m1} = 0$$

$$\sum M_{yH} : R_{Jx} \cdot s_{m2} + R_{\dot{s}x} \cdot s_{m3} - F_{rx} \cdot s_{m3} - F_{GSz} \cdot s_{m4} = 0$$

$$\sum M_{zH} : R_{\dot{s}x} \cdot s_{m5} + F_{ry} \cdot s_{m4} - F_{rx} \cdot s_{m1} = 0$$

$$R_{\dot{s}x} = \frac{F_{rx} \cdot s_{m1} - F_{ry} \cdot s_{m4}}{s_{m5}} \text{ [N]} \quad (4.118)$$

$$R_{\dot{s}x} = \frac{772,43 \cdot 92,9 - 745,92 \cdot 54,5}{138,4} = 224,75 \text{ N}$$

$$R_{Jx} = \frac{F_{GSz} \cdot s_{m4} + F_{rx} \cdot s_{m3} - R_{\dot{s}x} \cdot s_{m3}}{s_{m2}} \text{ [N]} \quad (4.119)$$

$$R_{Jx} = \frac{294,3 \cdot 54,5 + 772,43 \cdot 121 - 224,75 \cdot 121}{124} = 663,78 \text{ N}$$

$$R_{Jy} = \frac{F_{ry} \cdot s_{m3} + F_{GSz} \cdot s_{m1}}{s_{m2}} \text{ [N]} \quad (4.120)$$

$$R_{Jy} = \frac{745,92 \cdot 121 + 294,3 \cdot 92,9}{124} = 948,37 \text{ N}$$

$$R_{Hz} = F_{GSz} \text{ [N]} \quad (4.121)$$

$$R_{Hz} = 294,3 \text{ N}$$

$$R_{Hy} = F_{ry} - R_{Jy} \text{ [N]} \quad (4.122)$$

$$R_{Hy} = 745,92 - 948,37 = -202,44 \text{ N}$$

$$R_{Hx} = F_{rx} - R_{\dot{s}x} - R_{Jx} \text{ [N]} \quad (4.123)$$

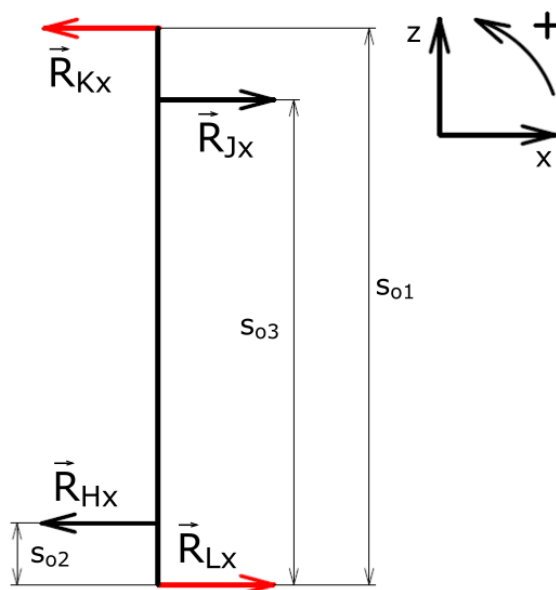
$$R_{Hx} = 772,43 - 224,75 - 663,78 = -116,1 \text{ N}$$

kde:

$R_{\dot{s}x}$	reakce v otočném šroubu ve směru x [N]
R_{Jx}	reakce v místě J ve směru x [N]
R_{Hx}	reakce v místě H ve směru x [N]
R_{Hy}	reakce v místě H ve směru y [N]
R_{Jy}	reakce v místě J ve směru y [N]
R_{Hz}	reakce v místě H ve směru z [N]
s_{m2}	vzdálenost mezi místem H a J [mm]
s_{m3}	vzdálenost mezi místem H a rovinou se silami F_r a $R_{\dot{s}x}$ [mm]
s_{m1}	vzdálenost mezi osou rotace držáku a osou hřídele hnací řemenice v rovině YZ [mm]
s_{m4}	vzdálenost mezi osou rotace držáku a osou hřídele hnací řemenice v rovině XZ [mm]
s_{m5}	vzdálenost mezi osou rotace držáku a silou $R_{\dot{s}x}$ v rovině XY [mm]

SILOVÉ PŮSOBNÍ NA OSU DRŽÁKU

Vypočtené reakce ve vazbách H a J představují silové působení základového tělesa (v tomto případě osy a držáku osy) na držák sestavy krokového motoru. Využitím principu akce a reakce je zjištěno silové působení na osu rotace. Osa nepřenáší axiální zatížení R_{Hz} . Toto zatížení je zachyceno držákem osy, jenž tvoří podporu závěsu držáku sestavy krokového motoru. Výpočet silového působení na osu držáku vypadá následovně:

Rovina XZ

Obr. 47 Schéma zatížení osy v rovině XZ.

$$\sum F_x : R_{Jx} - R_{Hx} - R_{Kx} + R_{Lx} = 0$$

$$\sum M_{yL} : R_{Kx} \cdot s_{o1} - R_{Jx} \cdot s_{o3} + R_{Hx} \cdot s_{o2} = 0$$

$$R_{Kx} = \frac{R_{Jx} \cdot s_{o3} - R_{Hx} \cdot s_{o2}}{s_{o1}} \text{ [N]} \quad (4.124)$$

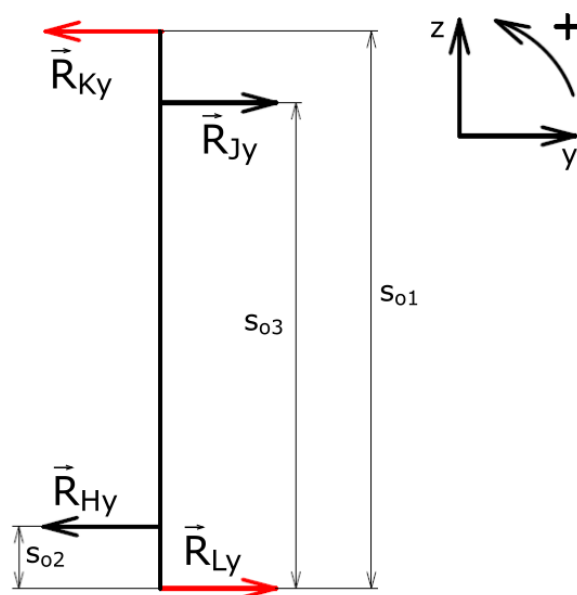
$$R_{Kx} = \frac{663,775 \cdot 143 - 116,1 \cdot 20}{163} = 568,09 \text{ N}$$

$$R_{Lx} = R_{Kx} + R_{Hx} - R_{Jx} \text{ [N]} \quad (4.125)$$

$$R_{Lx} = 568,09 + 116,1 - 663,78 = 20,41 \text{ N}$$

kde:

R_{Kx}	reakce v místě K ve směru x [N]
R_{Lx}	reakce v místě L ve směru x [N]
s_{o1}	vzdálenost mezi místem K a L [mm]
s_{o3}	vzdálenost mezi místem L a J [mm]
s_{o2}	vzdálenost mezi místem L a H [mm]

Rovina YZ

Obr. 48 Schéma zatížení osy v rovině YZ.

$$\sum F_y : R_{Jy} - R_{Hy} - R_{Ky} + R_{Ly} = 0$$

$$\sum M_{xL} : R_{Ky} \cdot s_{o1} - R_{Jy} \cdot s_{o3} + R_{Hy} \cdot s_{o2} = 0$$

$$R_{Ky} = \frac{R_{Jy} \cdot s_{o3} - R_{Hy} \cdot s_{o2}}{s_{o1}} \text{ [N]} \quad (4.126)$$

$$R_{Ky} = \frac{948,37 \cdot 143 - 202,44 \cdot 20}{163} = 807,16 \text{ N}$$

$$R_{Ly} = R_{Ky} + R_{Hy} - R_{Jy} \text{ [N]} \quad (4.127)$$

$$R_{Ly} = 807,16 + 202,44 - 948,37 = 61,24 \text{ N}$$

kde:

R_{Ky} reakce v místě K ve směru y [N]

R_{Ly} reakce v místě L ve směru y [N]

OSA – VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

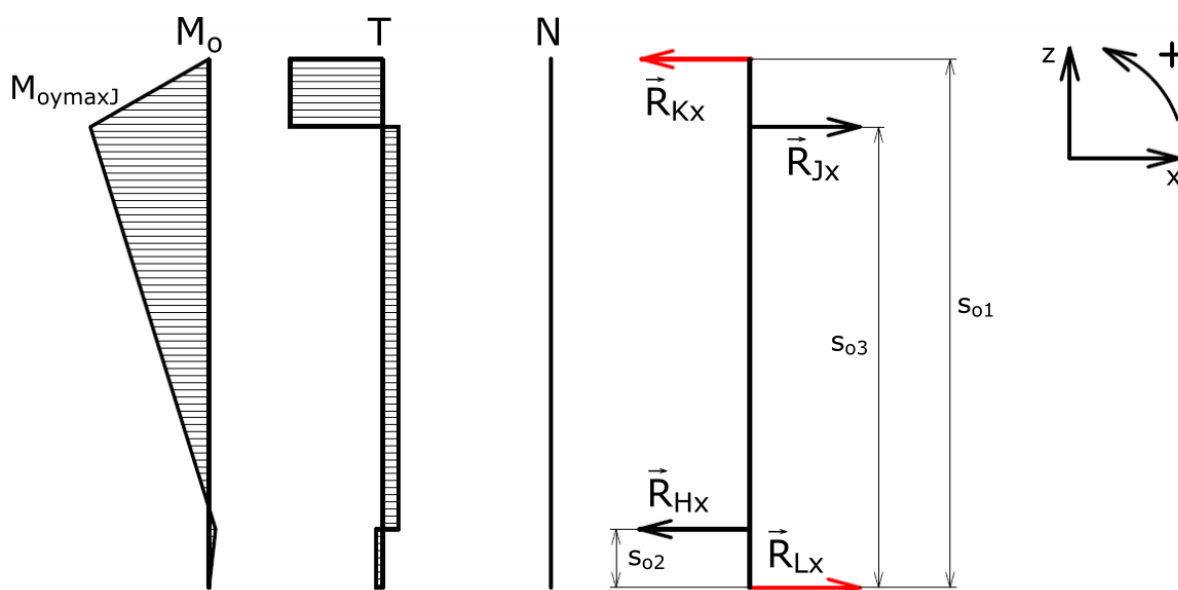
Výpočet maximálního ohybového momentu v rovině XZ:

$$M_{oy\max J} = -R_{Kx} \cdot (s_{o1} - s_{o3}) \text{ [Nm]} \quad (4.128)$$

$$M_{oy\max J} = -568,09 \cdot (163 - 143) = -11,93 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{oy_{maxJ}}$ maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině XZ [Nm]



Obr. 49 Osa – výsledné vnitřní účinky v rovině XZ.

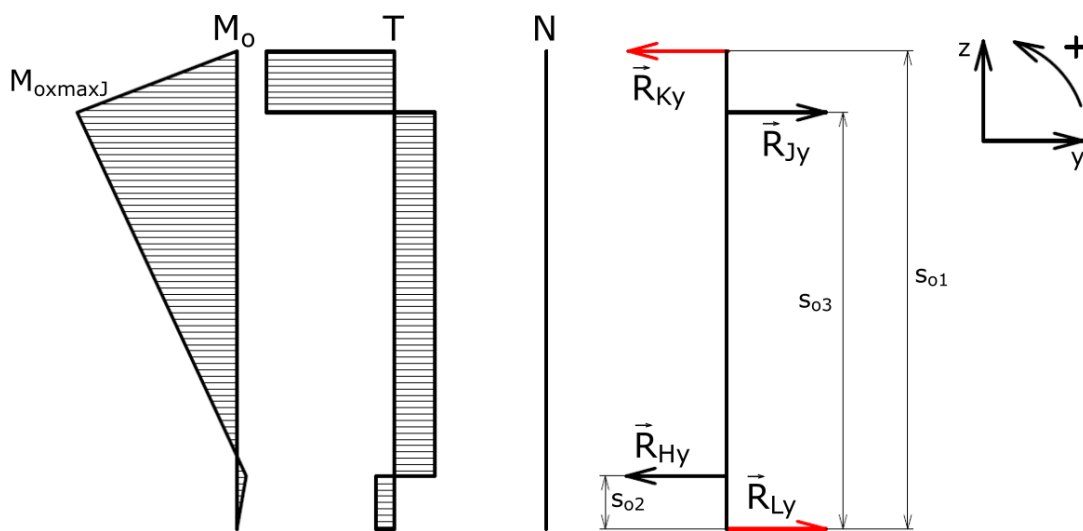
Výpočet maximálního ohybového momentu v rovině YZ:

$$M_{ox_{maxJ}} = -R_{Ky} \cdot (s_{o1} - s_{o3}) \text{ [Nm]} \quad (4.129)$$

$$M_{ox_{maxJ}} = -807,16 \cdot (163 - 143) = -16,95 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{ox_{maxJ}}$ maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině YZ [Nm]



Obr. 50 Osa – výsledné vnitřní účinky v rovině YZ.

PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Osa rotace držáku je vyrobena z oceli S235JR. Kritickým místem osy je bod J, kde působí maximální ohybový moment, jenž má velikost:

$$M_{o\max J} = \sqrt{M_{ox\max J}^2 + M_{oy\max J}^2} \quad [\text{Nm}] \quad (4.130)$$

$$M_{o\max J} = \sqrt{16,95^2 + 11,93^2} = 20,73 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{o\max J}$ maximální ohybový moment osy rotace držáku v místě J [Nm]

$M_{ox\max J}$ maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině YZ [Nm]

$M_{oy\max J}$ maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině XZ [Nm]

Maximální napětí v ohybu a bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$\sigma_{o\max 2} = \frac{M_{o\max J}}{W_{o2}} = \frac{32 \cdot M_{o\max J}}{\pi \cdot d_o^3} \quad [\text{MPa}] \quad (4.131)$$

$$\sigma_{o\max 2} = \frac{32 \cdot 20730}{\pi \cdot 17^3} = 43 \text{ MPa}$$

$$k_{Re2} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{o\max 2}} \quad [-] \quad (4.132)$$

$$k_{Re2} = \frac{235}{43} = 5,5$$

kde:

$\sigma_{o\max 2}$ maximální napětí v ohybu osy rotace držáku [MPa]

W_{o2} modul průřezu v ohybu osy rotace držáku [mm³]

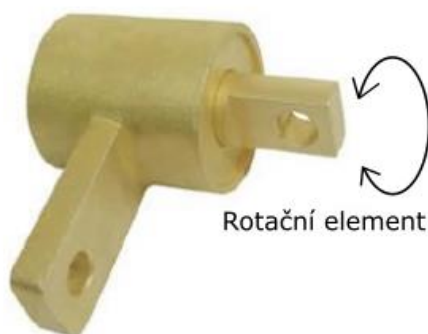
d_o průměr osy rotace držáku [mm]

R_{e1} mez kluzu oceli S235JR, S235JRH [MPa]

k_{Re2} bezpečnost osy rotace držáku k meznímu stavu pružnosti [-]

4.6 PŘÍVOD ZEMNĚNÍ A IZOLACE SVAŘOVACÍHO PROUDU

Přívod zemnění uchycením zemnicí svorky svařovacího zařízení přímo na svarek nebo otočný stůl není příliš praktické, neboť by docházelo k nežádoucímu pohybu kabelu kolem manipulátoru. Tento problém je řešen použitím rotační zemnicí svorky centricky umístěné na dně trubky hřídele otočného stolu. Od tohoto elementu je veden izolovaný vývod na rám manipulátoru, kde lze připojit zemnicí svorku svařovacího zařízení. Rotační zemnicí svorka umožňuje průchod proudu o velikosti až 1200 A. U navrhovaného zařízení je maximální svařovací proud 253 A [27].



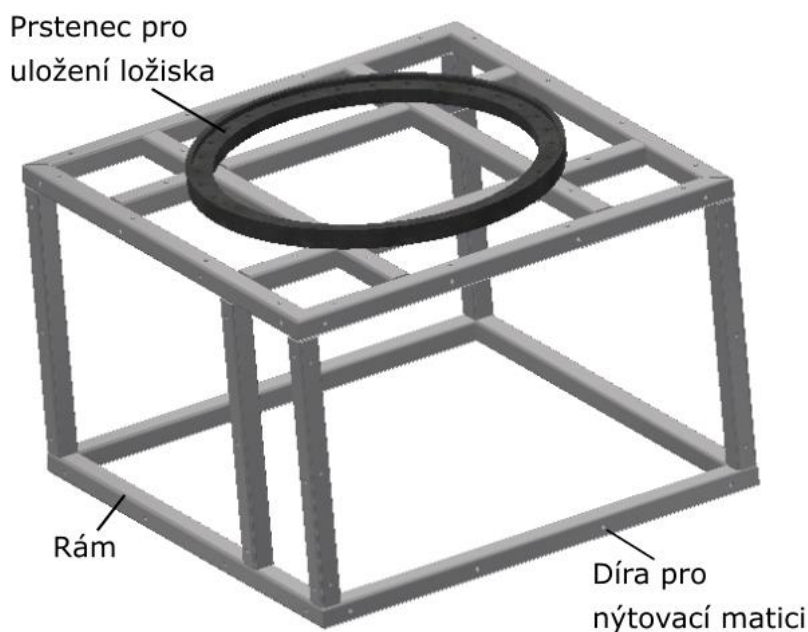
Obr. 51 Rotační zemnicí svorka
(převzato a upraveno z [27]).

Jelikož některými součástmi manipulátoru prochází svařovací proud, je potřeba komponenty citlivé na jeho působení izolovat a ochránit před nežádoucím poškozením. Izolačním prvkem mezi hřídelí otočného stolu a pohonem je nevodivý ozubený řemen. Dalším kritickým uzlem je ložisko otočného stolu. Jeho izolaci lze realizovat například nanesením nevodivé povlakové vrstvy oxidu hlinitého na plochu dosedající na otočný stůl a do děr pro uchycení ložiska šrouby k desce stolu za současného použití plastových podložek pod hlavy šroubů.

Aplikace vrstvy oxidu hlinitého je využita například u ložiska INSOCOAT od společnosti SKF. Základní povlak odolává až 1000 V střídavého napětí [28]. Kromě velmi dobré elektrické izolace nabízí oxid hlinitý i vysokou hodnotu pevnosti v tlaku (2000 až 4000 MPa), odolnost proti korozi a opotřebení [29]. Převody sklíčidla jsou ošetřeny proti poškození elektrickým proudem tak, jako je nabízeno například u společnosti HST CREATIVE [30].

4.7 NÁVRH RÁMU

Rám manipulátoru je svařen z jeklových profilů čtvercového průřezu o straně 40 mm z materiálu S235JRH. Profily orientované horizontálně mají tloušťku stěny 3,5 mm, profily orientované vertikálně 3 mm. Horní část rámu tvoří roštovou strukturu, na kterou je přivařen prstenec pro uložení ložiska otočného stolu. Rám dále slouží jako nosná konstrukce držáku osy pro natáčení sestavy krokového motoru a držáku čepu otočného šroubu s okem, jenž tvoří mechanismus napínání ozubeného řemene. Symetrie rámu je porušena svislou příčkou, ke které je přivařen držák čepu otočného šroubu s okem a upevněna skříň elektroniky. Velikost a přesné umístění skříně je orientační. Přesné řešení je nutno konzultovat ve spolupráci s elektroprojektantem. Vnější rozměry rámu jsou 860 × 860 × 565 mm. Konstrukce rámu je ze všech stran kryta plechy, které se upevňují pomocí šroubů a nýtovacích matic snýtovaných v dírách obrobených do jeklových profilů.



Obr. 52 Rám manipulátoru s prstencem pro uložení ložiska otočného stolu.

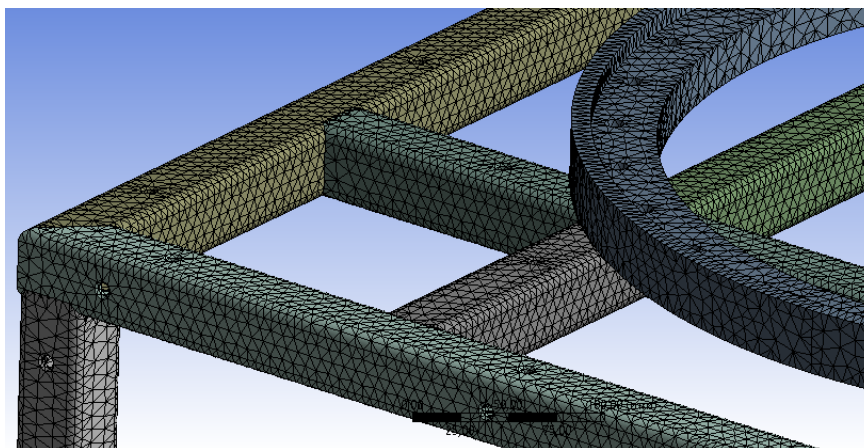
4.7.1 PEVNOSTNÍ MKP ANALÝZA RÁMU

Nosná konstrukce rámu je zatěžována převážně tíhou komponent sestavy otočného stolu a tíhou zátěže. Tyto síly, stejně tak jako síly působící od pohonu, jsou na rám přenášeny přes prstenec pro uložení ložiska. Zatížení od pohonu působí na rám i skrze držák osy a držák čepu pro otočný šroub s okem.

Ve výpočtovém modelu, řešeném v programu **ANSYS Workbench 15.0**, je z důvodu zjednodušení uvažováno pouze s největším silovým účinkem – tíhou součástí zatěžujících ložisko. Vzhledem k provedení zjednodušení výpočtového modelu a bezpečnosti konstrukce zavedeme působení přibližně dvojnásobku síly $F_{Gc} = 12\,590,7\text{ N}$, tedy sílu $25\,200\text{ N}$ (viz obr. 54). Součásti navyšující tuhost konstrukce rámu (krycí plechy, držák osy a držák čepu otočného šroubu) neuvažujeme, čímž dojde ke zpřísnění požadavků kladených na rám. Pro zvýšení kvality výsledků analýzy je rám manipulátoru vymodelován v programu Autodesk Inventor 2016 pomocí funkcí pro tvorbu rámových konstrukcí (například příkaz „oříznout nebo prodloužit“ a „drážka“). Tímto řešením se docílí vzájemného dosednutí geometrie jeklových profilů i v oblasti rádiusu a umožní tak částečné nahrazení svarových spojů. Trojrozměrný model je poté importován do programu ANSYS.

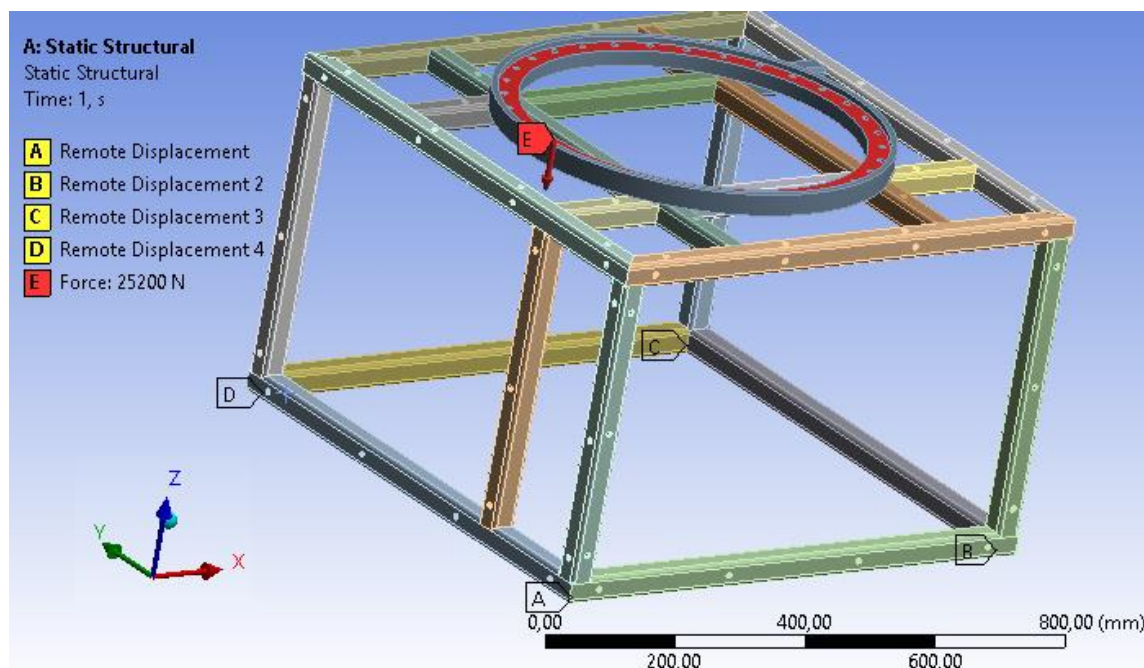
SIŤ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Na obr. 53 je detail struktury vygenerované sítě (pro velikost prvků sítě v sekci „Sizing“ nastaveno „Relevance Center“ na medium a „Element Size“ na 5 mm). Kontakt mezi jednotlivými tělesy je typu „Bonded“.



Obr. 53 Detail síť modelu v ANSYS Workbench 15.0.

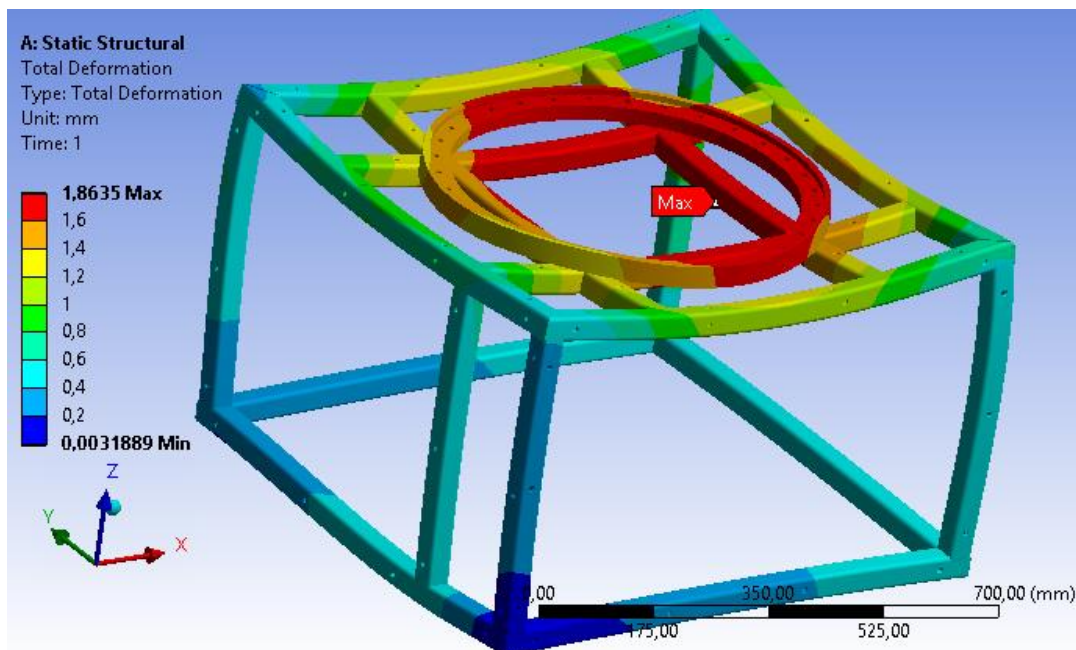
Na spodní část rámu jsou v místě závitových pouzder pro zašroubování navržených strojních noh aplikovány vazby „Remote Displacement“. Důvodem použití těchto vazeb je možnost nastavení vazeb jako kloubových, neboť se strojní nohy díky závitovému kolíku s kloubem mohou natáčet. Ve všech vazbách je zakázán posuv v ose z , ve vazbě A jsou zakázány i posuvy v ose x a y .



Obr. 54 Vazby a zatížení působící na prstenec pro uložení ložiska.

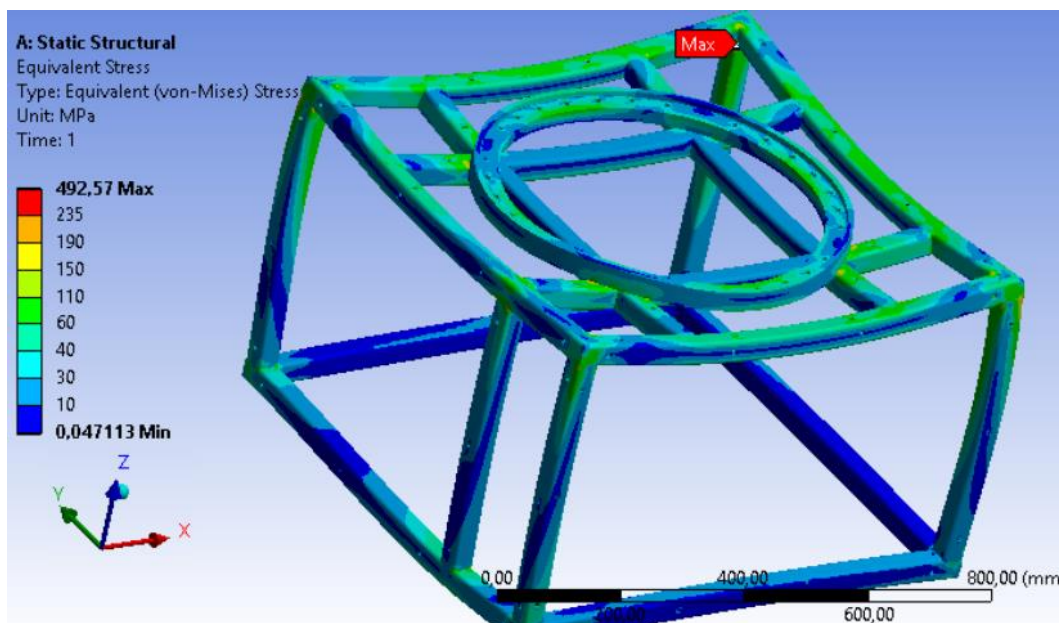
CELKOVÁ DEFORMACE A NAPĚTÍ

Oblast s největší deformací je situována v okolí prstence ložiska. Ačkoliv zatížení působí symetricky, maximální hodnota průhybu 1,86 mm je umístěna dále od rovin symetrie vrchní roštové struktury v kladném směru osy x a y . Tato skutečnost je způsobena zvýšením tuhosti konstrukce zapříčiněné svisle orientovaným jeklem, který slouží k uložení dalších součástí. Tento jekl narušuje jinak symetricky navrženou konstrukci rámu. Zjištěná deformace vzhledem k požadavkům kladeným na zařízení nemá vliv na jeho správnou funkci.



Obr. 55 Deformace rámu manipulátoru.

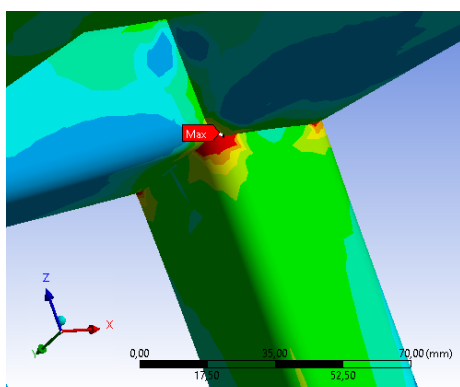
Maximální napětí 492,57 MPa se nachází v blízkosti spoje 3 profilů v rohu roštové struktury rámu (viz obr. 56), kde dochází ke koncentraci napětí. Jedná se o špičkovou hodnotu přesahující mez kluzu materiálu $R_{el} = 235$ MPa. V tomto místě je proveden svar, který není ve výpočtovém modelu realizován.



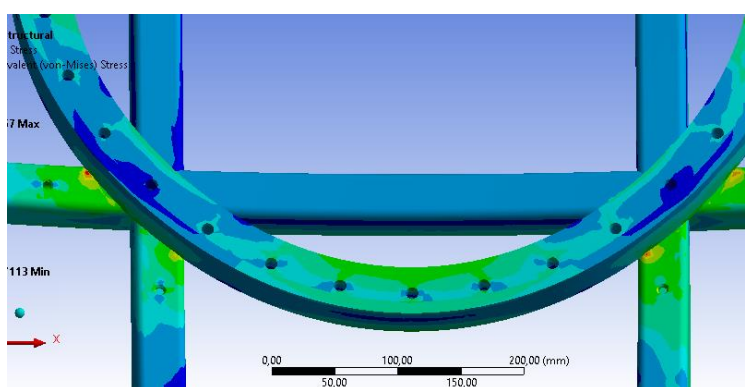
Obr. 56 Napětí rámu manipulátoru – celkový pohled.

Další špičkové hodnoty se také nachází v místech, kde bude přidán svarový materiál. Ten bude nanášen tak, aby nevznikaly ostré přechody. V reálné konstrukci se špičková napětí způsobená ostrou geometrií a absencí svarů nebudou vyskytovat. Opomene-li se již

zdůvodněný výskyt špičkových napětí, hodnoty i přes výpočet s dvojnásobným zatížením nepřesahují mez kluzu 235 MPa materiálu S235JRH. Konstrukce rámu je vyhovující.



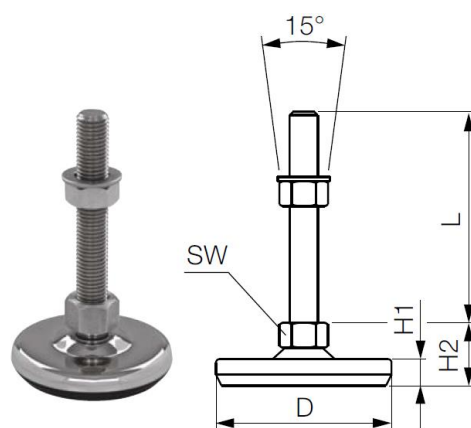
Obr. 57 Detail maximálního napětí



Obr. 58 Detail napětí v okolí prstence.

4.7.2 STROJNÍ NOHY

Strojní nohy jsou poměrně důležitou součástí navrhovaného manipulátoru. V případě špatné nivelace plochy, na níž je stroj umístěn, hrozí vyšší namáhání komponent, špatná stabilita a ohrožení správné funkce zařízení. Maximální celková hmotnost manipulátoru i se zátěží je 1500 kg (500 kg manipulátor, 1000 kg maximální zátěž). S ohledem na tuto hmotnost jsou navrženy 4 ocelové strojní nohy s označením SF s tlumící podložkou nabízené společností Haberkorn. Závitový kolík s kloubem umožňuje výškové nastavení a vyrovnaní nerovností podlahy [31]. Strojní nohy jsou zašroubovány do závitových pouzder, která jsou umístěna v dutinách jeklů v každém z rohů spodní strany rámu. Spoj závitového pouzdra a jeklu je svarový. V tab. 12 jsou uvedeny vybrané parametry navržených strojních noh.



Obr. 59 Ocelová strojní noha SF s tlumící podložkou [31].

Tab. 12 Parametry ocelové strojní nohy SF s tlumící podložkou [31].

Průměr patky	$D = 80 \text{ mm}$
Závit	M14
Matice SW	22 mm
Výška patky	$H_1 = 17 \text{ mm}$
Výška patky se spodní maticí	$H_2 = 39 \text{ mm}$
Délka závitového kolíku	$L = 50 \text{ mm}$
Maximální zatížení (dynamické namáhání)	$m_{noha} = 850 \text{ kg}$
Rozsah natočení závitového kolíku	15°

KONTROLA ÚNOSNOSTI NAVRŽENÝCH STROJNÍCH NOH

Kontrola únosnosti navržených strojních noh je provedena pro nepříznivý stav, kdy manipulátor stojí pouze na 3 nohách (například vlivem nerovnosti podkladu).

$$k_{nohy} = \frac{3 \cdot m_{noha}}{m_{M \max}} [-] \quad (4.133)$$

$$k_{nohy} = \frac{3 \cdot 850}{1500} = 1,7$$

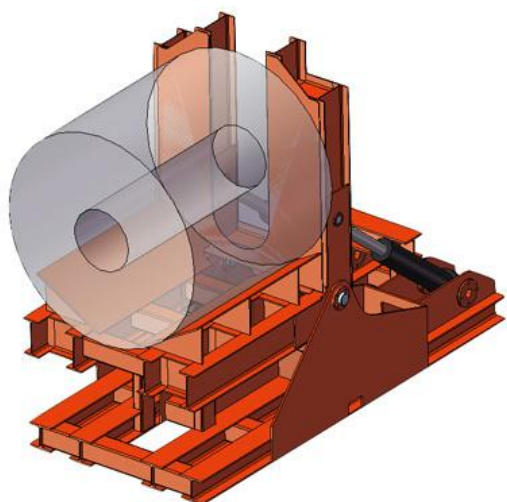
kde:

k_{nohy} bezpečnost vzhledem k dovolené únosnosti 4 ks strojních noh [-]
 $m_{M \max}$ maximální hmotnost manipulátoru včetně zátěže [kg]

4.8 MANIPULACE SE SVARKEM BUBNU PŘI PŘETÁČENÍ

Jelikož navržený svařovací manipulátor neumožňuje v rámci své vlastní konstrukce přetáčení svarku bubnu k provedení všech svarů, je potřeba využití jiné manipulační techniky. Po zhotovení přístupných svarů na navrženém svařovacím manipulátoru je do závitové díry v hřídeli bubnu zašroubováno oko. Pomocí tohoto oka a jeřábové kočky je svarek umístěn na zařízení, které svarek přetočí.

K tomuto účelu slouží například hydraulický sklopný stůl od společnosti Prestar zobrazený na obr. 60, který s manipulovaným předmětem otáčí o 90° [32]. Výrobce neuvádí rozměry zařízení a rozsah rozměrů břemen k manipulaci. Z tohoto důvodu je použití tohoto hydraulického sklopného stolu podmíněno dostatečnými rozměry pro kinematiku pohybu svarku bubnu. Další možností je využití sklopného stolu pro otáčení o 180° , který je zobrazen na obr. 61. Manipulátor využívá natočení kolébky o 90° a kombinaci posuvu vozíku s otočným ložem. Při přímém použití této konstrukce by nastala kolize hřídele bubnu a pevné desky sklopného stolu. Z tohoto důvodu je nutné obrobení díry s potřebným průměrem pro vložení hřídele bubnu do pevné desky a dostatečná délka výsuvu vozíku.



Obr. 60 Hydraulický sklopný stůl společnosti Prestar [32].



Obr. 61 Sklopný stůl pro otáčení předmětu o 180° společnosti Prestar[32].

ZÁVĚR

Úvodní část práce se zabývá přehledem svařovacích manipulátorů nacházejících se na trhu, přičemž průzkum byl zaměřen na kladková a stolová polohovadla. Trh nabízí řadu konstrukčních variant, ze kterých lze vycházet při návrhu vlastního řešení. Na základě provedené analýzy jsou navrženy čtyři konstrukční návrhy – dvě varianty pro svařování svarku bubnu s horizontální polohou osy rotace a dvě varianty pro svařování s vertikální polohou osy rotace. Pro řešení vlastního návrhu manipulátoru bylo po uvážení výhod a nevýhod jednotlivých konceptů vycházeno z konstrukčního návrhu č. 3. Tento návrh má v porovnání s manipulátory s vodorovnou osou rotace svarku pozitivnější vliv na kvalitu svarů. Jednoduchá konstrukce a nižší cena zařízení je oproti návrhu č. 4 rozhodující výhodou. Nevýhodou je nutnost překlápění bubnů, z důvodu provedení všech svarů, mimo svařovací zařízení. Tato manipulace je řešena zařízením pro sklápění břemen – sklopným stolem.

Při vlastním konstrukčním návrhu byly řešeny jednotlivé konstrukční uzly a provedeny kontrolní výpočty pro ověření správnosti návrhu. Hlavní odpor proti pohybu svařovacího manipulátoru tvoří ložisko otočného stolu. Přesné stanovení hodnoty tohoto odporu je problematické. Provedený výpočet je přibližný, a proto byl pohon po výpočtu rozběhového momentu, dostatečně dimenzován. Únosnost ložiska otočného stolu je vzhledem k nízké rychlosti rotace uvažována jako statická. Při návrhu pohonu je diskutován vhodný typ motoru. Požadavky kladené na pohonnou jednotku splňuje ovladačem programovatelný krokový motor, který nabízí vysoký krouticí moment již od nulových otáček, což je vzhledem k nízkým maximálním otáčkám manipulátoru vhodná vlastnost. Umožňuje také návrh převodu ozubeným řemenem, který je poměrně levný a zároveň fungující jako izolační prvek před průchodem svařovacího proudu krokovým motorem. Ozubený řemen byl kontrolován z hlediska schopnosti přenést požadovaný výkon a z hlediska bezpečnosti tažné vrstvy. Dále byla vypočtena kontrolní frekvence pro správné předeptnutí řemene.

Na základě zjištění silového působení ozubeného řemene na řemenice byly provedeny pevnostní výpočty k meznímu stavu pružnosti u hřídele otočného stolu a hřídele hnací řemenice. U hřídele hnací řemenice byl dále proveden výpočet posunutí a natočení v místě uložení náboje pružné spojky. Zjištěné výchylky jsou v souladu s dovolenými hodnotami. Napínání řemene bylo navrženo pomocí otočného mechanismu, kdy polohování držáku sestavy krokového motoru kolem osy je řízeno maticemi ustavujícími držák sestavy krokového motoru vzhledem k otočnému šroubu s okem. Osa rotace sestavy krokového motoru je kontrolována vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Její namáhání je závislé na smyslu rotace hnací řemenice (mění se směr výsledné síly zatěžující hřídel řemenice) – v jednom případě je více namáhána osa, v druhém případě otočný šroub s okem.

Během svařování dochází k průchodu elektrického proudu některými součástmi svařovacího manipulátoru. Komponenty citlivé na toto působení (sklíčidlo, ložisko otočného stolu) byly navrženy s patřičnou povrchovou úpravou.

Dále byla provedena pevnostní MKP analýza rámu zařízení. Získané výsledky byly zhodnoceny z hlediska relevance. Průhyb způsobený zatížením konstrukce nemá vliv na správnou funkci zařízení. Zjištěné napětí v některých místech převyšuje mez kluzu materiálu. Jedná se ale o špičkové hodnoty napětí, které se vyskytují v místech ostrých geometrických přechodů, kde není zahrnut vliv navrženého svarového spojení. Z tohoto důvodu byla špičková napětí zanedbána. Rám tedy z hlediska pevnostní analýzy vyhovuje zatěžovacím podmínkám.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Interní podklady společnosti SSI Schäfer
- [2] CR CONVENTIONAL ROTATORS: General features: Standart Features: Technical Information. *BENDMAK: BENDING MACHINES & WELDING SOLUTIONS* [online]. Akçalar (Bursa): Gani Köse, ©2015 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.bendmak.com/en/products/cr-conventional-rotators>
- [3] HD2L-100/HD2L-150: 4-TON PIPE ROLL STANDS (PIPE STAND ROLLERS). *LJ WELDING AUTOMATION* [online]. Edmonton (Canada): LJ Welding, ©2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <https://www.ljwelding.com/products/turning-rolls/vessel-rollers/height-adjustable/4-ton-pipe-roller-hd2l-100hd2l-150/>
- [4] SHD-700A/750 8-TON LOW PROFILE PIPE ROLLER STANDS (PIPE ROLLS). *LJ WELDING AUTOMATION* [online]. Edmonton (Canada): LJ Welding, ©2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <https://www.ljwelding.com/products/turning-rolls/vessel-rollers/height-adjustable/8-ton-low-profile-pipe-roll-shd-700ashd-750/>
- [5] SHD-800/850 8-TON GEARED HEIGHT ADJUST PIPE ROLLER STANDS (WELDING PIPE ROLLS). *LJ WELDING AUTOMATION* [online]. Edmonton (Canada): LJ Welding, ©2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <https://www.ljwelding.com/products/turning-rolls/pipe-rolls/8-ton-geared-height-adjust-roll-shd-800ashd-850/>
- [6] KLADKOVÁ / OTOČNÁ POLOHOVADLA. Boki: *ROBOTIZOVANÉ SYSTÉMY* [online]. Dobrovíz: WDT, 2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.boki.cz/produkty/kladkova-otocna-polohovadla/>
- [7] EG – RPS. *E.G.* [online]. Český Brod: ENGINEERING GROUP [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://eg-egroup.cz/RPS-01.htm>
- [8] Příklady z praxe. *E.G.* [online]. Český Brod: ENGINEERING GROUP [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.eg-egroup.cz/aplikace.htm>
- [9] TRN2-200 2-TON LOW PROFILE WELDING TURNTABLE (FLOOR TURNTABLE). *LJ WELDING AUTOMATION* [online]. Edmonton (Kanada): LJ Welding, ©2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <https://www.ljwelding.com/products/welding-turntables/low-profile-turntables/2-ton-low-profile-turntable-trn2-200/>
- [10] KSK. *Svařovací polohovadla: polohovadlo PO 1000 S* [online]. [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.kskct.cz/wp-content/uploads/2016/04/polohovadlo-PO-1000-S.pdf>
- [11] 1500 LTT. *NewFiro* [online]. Outokumpu: INBOUND [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.newfiro.fi/en/new-firo-products/new-firo-piece-positioner-equipment/1500-ltt/>
- [12] 3 Axis Welding Positioners: Rotolift. *SIDEROS ENGINEERING* [online]. Podenzano (Itálie): Sideros Engineering [cit. 2017-01-31]. Dostupné z:

- <http://www.siderosengineering.com/index/en/prodotti/show/3-axis-welding-positioners/3-axis-welding-positioners.html>
- [13] 2750lb New Sideros Positioner. *Mitrowski Welding Equipment* [online]. South Houston (Texas): Mitrowski Welding Equipment, ©2017 [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.mitrowskiwelding.com/2750lb-sideros-positioner-p-4093.html>
- [14] TOS SVITAVY. *IUD IUM: Samostředící univerzální sklíčidlo s měkkou dělenou čelistí IUD, IUM* [online]. 2012, 1 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.tossvitavy.com/pdf/IUD_IUM.pdf
- [15] Technické údaje sklíčidel: upínací rozsahy sklíčidel: povolené otáčky sklíčidel. *TOS SVITAVY* [online]. Svitavy, ©2012 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.tossvitavy.com/index.php/sklidila/technicke-udaje>
- [16] Crossed roller bearings XSU140544. *Medias professional: Product catalogue* [online]. SCHAEFFLER, 2016 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/XSU14*XSU140544
- [17] INA. *Slewing rings: Catalogue 404* [online]. 2012 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.schaeffler.cz/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 9788021426290.
- [19] SKF. *Tření* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_04_Treni.pdf
- [20] ETEL. *Momentové motory* [online]. 2013 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://www.etel.ch/fileadmin/PDF/Catalogs/Torque_Motors/Torque_Motors_v1.0_czech.pdf
- [21] CONTINENTAL. *CONTI® SYNCHROCHAIN CARBON* [online]. 2014 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.synchrochain.de/pages/download/docs/Synchrochain-Carbon.pdf>
- [22] CONTINENTAL. *CONTI® SYNCHROCHAIN: Heavy-Duty Timing Belts* [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.synchrochain.de/pages/download/docs/Synchrochain.pdf>
- [23] JVL. *Product data: High Torque Stepper Motors MST51x up to 50 Nm* [online]. 2015, 1-4 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.jvl.dk/files/_2011clean/pdf/ld0112.pdf
- [24] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [25] HABERKORN. *Spojky* [online].,4-7 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-spojky.pdf/4/>

- [26] Stojaté ložiskové jednotky Y: SYJ 20 TF. *SKF CZ, a.s.* [online]. SKF [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%2020%20TF&unit=metricUnit>
- [27] Earth Clamps, Magnetic/Rotary Clamps: Rotary Ground Clamps. *MEHTA SANGHVI & COMPANY* [online]. Mumbai (Indie) [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.weldingaccessoriesindia.com/Earth-Clamps-Magnetic-Rotary-Clamps4.html>
- [28] Ložiska INSOCOAT. *SKF CZ, a.s.* [online]. SKF [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/engineered-products/insocoat-bearings/index.html>
- [29] Oxidová keramika – oxid hlinitý (Al_2O_3). *CeramTec* [online]. Šumperk [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.ceramtec.cz/ceramic-materials/aluminum-oxide/>
- [30] SKLÍČIDLO 400 mm. *HST Creative – Automatické svařovací stroje* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.hstcreative.cz/sklidlo-400mm-227cz408/>
- [31] HABERKORN. *Strojní nohy a podložky* [online]., 13 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-normovane_dily-strojni_nohy_a_podlozky.pdf
- [32] Otáčení břemen. *Manipulační technika, zvedací a zdvihací zařízení* [online]. Opava: Prestar [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/produkty/dle-bremene/otaceni-bremen>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{sk}	[mm]	skutečná osová vzdálenost řemenic
b	[mm]	navržená šířka řemene
b_{h1}	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem B a působištem síly od řemene
b_p	[mm]	šířka pera
C	[kN]	základní dynamická únosnost
c_0	[–]	celkový provozní součinitel
C_0	[kN]	základní statická únosnost
C_{0a}	[N]	statická axiální únosnost
c_{0err}	[–]	vypočtený celkový provozní součinitel
C_{0r}	[N]	statická radiální únosnost
c_1	[–]	součinitel počtu zubů v záběru
c_2	[–]	součinitel zátěže
c_3	[–]	součinitel zrychlení
c_4	[–]	únavový součinitel
c_5	[–]	délkový součinitel
c_6	[–]	součinitel šířky řemene
c_{6err}	[–]	vypočtený součinitel šířky
C_a	[kN]	dynamická axiální únosnost
D	[mm]	průměr patky ocelové strojní nohy SF
d_1	[mm]	průměr hřídele hnací řemenice
d_2	[mm]	průměr hřídele krokového motoru
D_{hs}	[mm]	vnější průměr hřídele otočného stolu
d_{hs}	[mm]	vnitřní průměr hřídele otočného stolu
D_M	[mm]	průměr roztečné kružnice oběhu valivých elementů
d_o	[mm]	průměr osy rotace držáku
D_{tv}	[m]	vnější průměr trubky
d_{wm}	[mm]	roztečný průměr hnací řemenice
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$EXYZ$		označení zakladače společnosti SSI Schäfer
f	[–]	koeficient tření ocel–ocel
F_{0q}	[kN]	ekvivalentní statická axiální síla
f_{0r}	[–]	součinitel statického radiálního zatížení

F_1	[N]	síla v napínané větvi řemene
F_2	[N]	síla v ochablé větvi řemene
f_a	[–]	součinitel aplikace
F_{ax}	[N]	statické axiální zatížení hřídele
F_{dC}	[N]	doplňková síla působící v místě C
F_{dC}	[N]	doplňková síla působící v místě C
F_{Gc}	[N]	tíha součástí zatěžujících ložisko
F_{Gz}	[N]	tíha zátěže
f_k	[Hz]	kontrolní (vlastní) frekvence řemene
f_L	[–]	součinitel oběžné dráhy elementů
F_{Nz}	[N]	normálová síla
F_{o1}	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele hnací řemenice
F_{o2}	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele krokového motoru
F_r	[N]	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice
F_{rx}	[N]	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice ve směru x
F_{ry}	[N]	dynamická radiální síla působící na hřídel řemenice ve směru y
f_s	[–]	součinitel přidané bezpečnosti
F_{stat}	[N]	statická síla ve větvi řemene
F_t	[N]	třecí síla
F_u	[N]	obvodová síla
$F_{uč}$	[N]	upínací síla jedné čelisti sklíčidla
F_{us}	[N]	upínací síla sklíčidla
F_{uzul}	[N]	dovolená obvodová síla
F_v	[N]	statické radiální zatížení hřídele
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
H_1	[mm]	výška patky ocelové strojní nohy SF
H_2	[mm]	výška patky se spodní maticí
$ch1$	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem A a působištem síly od řemene
i	[–]	navržený převodový poměr
I_{y1}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu hřídele hnací řemenice
J_1	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vychýlené zátěže k ose rotace stolu
J_{IT}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti zátěže k ose rotace procházející jejím těžištěm
J_2	[kg·m ²]	moment setrvačnosti desky stolu

J_3	[kg·m ²]	moment setrvačnosti sklíčidla
J_4	[kg·m ²]	moment setrvačnosti příruby sklíčidla
J_5	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hřídele otočného stolu
J_6	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hnané řemenice
J_7	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vnitřního kroužku ložiska
J_{C1}	[kg·m ²]	celkový součet momentů setrvačnosti J_1 – J_7
J_e	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti
J_t	[kg·m ²]	moment setrvačnosti trubky
J_z	[kg·m ²]	moment setrvačnosti zbytku součástí svarku
k	[–]	součinitel rozložení zatížení
k_1	[–]	součinitel zatížení předpětím
k_2	[–]	provozní součinitel předpětí
k_F	[–]	součinitel dynamického zatížení
k_{jP}	[–]	bezpečnost vůči přenášenému jmenovitému momentu
k_k	[–]	součinitel bezpečnosti tažné vrstvy
k_m	[–]	součinitel bezpečnosti pohonu
k_{nohy}	[–]	bezpečnost vzhledem k dovolené únosnosti 3 ks strojních noh
k_{Re1}	[–]	bezpečnost hřídele hnací řemenice k meznímu stavu pružnosti
k_{Re2}	[–]	bezpečnost osy rotace držáku k meznímu stavu pružnosti
k_{Re3}	[–]	bezpečnost hřídele otočného stolu k meznímu stavu pružnosti
k_{sp1}	[–]	součinitel bezpečnosti pera hnací řemenice ve střihu
k_{sp2}	[–]	součinitel bezpečnosti pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice ve střihu
k_{sp3}	[–]	součinitel bezpečnosti pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru ve střihu
k_v	[–]	součinitel bezpečnosti požadovaného přenášeného výkonu
L	[mm]	délka závitového kolíku
l_1	[mm]	vzdálenost mezi ložisky A a B
l_2	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem B a volného konce C
L_f	[mm]	délka volné větve řemene
L_h	[h]	základní trvanlivost
l_{p1}	[mm]	navržená délka pera hnací řemenice
l_{p1min}	[mm]	minimální délka pera hnací řemenice
l_{p2}	[mm]	navržená délka pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice

l_{p2min}	[mm]	minimální délka pera spojujícího pružnou spojku a hřídel hnací řemenice
l_{p3}	[mm]	navržená délka pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru
l_{p3min}	[mm]	minimální délka pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru
l_t	[m]	délka trubky
L_W	[mm]	výpočtová délka řemene
L_{Wsk}	[mm]	skutečná délka řemene
m	[kg]	hmotnost řemene
$M + P$		motor + převod
M_{0q}	[kNm]	ekvivalentní statický klopný moment
m_I	[kg]	maximální hmotnost zátěže manipulátoru
m_1	[kg]	maximální hmotnost zátěže manipulátoru
m_2	[kg]	hmotnost desky stolu
m_3	[kg]	hmotnost sklíčidla
m_4	[kg]	hmotnost příruby sklíčidla
m_5	[kg]	hmotnost hřídele otočného stolu
m_6	[kg]	hmotnost hnané řemenice
m_c	[kg]	celková hmotnost součástí zatěžujících ložisko
M_{dC}	[Nm]	doplňkový moment působící v místě C
M_e	[Nm]	redukovaný moment soustavy
M_{kh}	[Nm]	krouticí moment působící na hřídel otočného stolu
M_{kj}	[Nm]	jmenovitý moment přenášený spojkou
M_{kl}	[Nm]	klopný moment
M_{kl1}	[Nm]	klopný moment od pohonu
M_{kl2}	[Nm]	klopný moment od vyosení zátěže
M_{krok}	[Nm]	krouticí moment krokového motoru
M_M	[Nm]	rozběhový moment motoru
M_{Mkor}	[Nm]	korigovaný rozběhový moment motoru
m_{Mmax}	[kg]	maximální hmotnost manipulátoru včetně zátěže
m_{noha}	[kg]	maximální zatížení (dynamické namáhání) ocelové strojní nohy SF
M_{oIi}	[Nm]	ohybový moment pro i-tý řez hřídele hnací řemenice
M_{omaxI}	[Nm]	maximální ohybový moment hřídele hnací řemenice
M_{omaxJ}	[Nm]	maximální ohybový moment osy rotace držáku v místě J
M_{omaxN}	[Nm]	maximální ohybový moment v místě N

M_{oxmaxJ} [Nm]	maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině YZ
M_{oymaxJ} [Nm]	maximální ohybový moment osy rotace držáku v rovině XZ
m_{sm} [kg]	celková hmotnost držáku se sestavou krokového motoru
m_t [kg]	hmotnost trubky
M_{tL} [Nm]	třecí moment ložiska
n_{Mrp} [min ⁻¹]	frekvence otáčení hnací řemenice při rychloposuvu
n_{rp} [s ⁻¹]	frekvence otáčení rychloposuvu manipulátoru
$n_{s\ max}$ [s ⁻¹]	maximální otáčky otočného stolu při svařování
$n_{s\ min}$ [s ⁻¹]	minimální otáčky otočného stolu při svařování
P [W]	požadovaný přenášený výkon
P_{0A} [N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska A
P_{0B} [N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska B
$p_{olitina}$ [MPa]	základní hodnota dovoleného tlaku pro litinový náboj
p_{0ocel} [MPa]	základní hodnota dovoleného tlaku pro ocelový náboj
P_A [N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A
P_{ax} [kN]	ekvivalentní dynamické axiální zatížení
P_B [N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
p_{d1} [MPa]	dovolený tlak na boky drážky hnací řemenice
p_{d2} [MPa]	dovolený tlak na boky drážky náboje pružné spojky
P_N [kW]	přenášený výkon pro efektivní šířku řemene
P_R [kW]	jmenovitý výkon pro navrženou šířku řemene
P_S [W]	výkon soustavy
R_{Ax} [N]	reakce v ložisku A ve směru osy x na dynamické zatížení
R_{Ax0} [N]	reakce v ložisku A ve směru osy x na statické zatížení
R_{Bx} [N]	reakce v ložisku B ve směru osy x na dynamické zatížení
R_{Bx0} [N]	reakce v ložisku B ve směru osy x na statické zatížení
R_{e1} [MPa]	mez kluzu oceli S235JR, S235JRH
R_{e2} [MPa]	mez kluzu oceli 1.0060
R_{Hx} [N]	reakce v místě H ve směru x
R_{Hy} [N]	reakce v místě H ve směru y
R_{Hz} [N]	reakce v místě H ve směru z
R_{Jx} [N]	reakce v místě J ve směru x
R_{Jy} [N]	reakce v místě J ve směru y

R_{Kx}	[N]	reakce v místě K ve směru x
R_{Ky}	[N]	reakce v místě K ve směru y
R_{Lx}	[N]	reakce v místě L ve směru x
R_{Ly}	[N]	reakce v místě L ve směru y
R_{max}	[m]	maximální poloměr, na kterém se svařuje
R_{min}	[m]	minimální poloměr, na kterém se svařuje
R_{se}	[MPa]	mez kluzu ve smyku oceli 1.0060
R_{sx}	[N]	reakce v otočném šroubu ve směru x
S_{0a}	[-]	součinitel statické bezpečnosti pro axiální směr
S_{0A}	[-]	statický součinitel bezpečnosti ložiska A
S_{0B}	[-]	statický součinitel bezpečnosti ložiska B
S_{0r}	[-]	součinitel statické bezpečnosti pro radiální směr
S_{dA}	[-]	dynamický součinitel bezpečnosti ložiska A
S_{dB}	[-]	dynamický součinitel bezpečnosti ložiska B
S_{m1}	[mm]	vzdálenost mezi osou rotace držáku a osou hřídele hnací řemenice v rovině YZ
S_{m2}	[mm]	vzdálenost mezi místem H a J
S_{m3}	[mm]	vzdálenost mezi místem H a rovinou se silami F_r a R_{sx}
S_{m4}	[mm]	vzdálenost mezi osou rotace držáku a osou hřídele hnací řemenice v rovině XZ
S_{m5}	[mm]	vzdálenost mezi osou rotace držáku a silou R_{sx} v rovině XY
S_{o1}	[mm]	vzdálenost mezi místem K a L
S_{o2}	[mm]	vzdálenost mezi místem L a H
S_{o3}	[mm]	vzdálenost mezi místem L a J
S_p	[m]	vzdálenost působíště síly F_r od ložiska otočného stolu
S_s	[m]	vzdálenost působíště síly F_r od příruby sklíčidla
S_t	[m ²]	povrch průřezu trubky
S_v	[m]	vzdálenost těžiště zátěže od osy rotace
t	[mm]	zubová rozteč
t_{lp}	[mm]	hloubka drážky v náboji
T_{KN}	[Nm]	jmenovitý krouticí moment spojky TRASCO GRMP
t_t	[m]	tloušťka trubky
$v_{p\ max}$	[m·s ⁻¹]	maximální postupová svařovací rychlost
$v_{p\ min}$	[m·s ⁻¹]	minimální postupová svařovací rychlost

V_t	[m ³]	objem trubky
W	[J]	energie napjatosti
w_C	[mm]	posunutí bodu C ve směru osy x
W_{k1}	[mm ³]	modul průřezu v krutu hřídele hnací řemenice
W_{k3}	[mm ³]	modul průřezu v krutu hřídel otočného stolu
W_{o1}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu hřídele hnací řemenice
W_{o2}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu osy rotace držáku
W_{o3}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu hřídel otočného stolu
W_R	[kNm ⁻¹]	měrná třecí síla způsobená těsněním, klecí a dalšími
x	[–]	koeficient excentricity zátěže
z_e	[–]	počet zubů hnací řemenice v záběru
z_m	[–]	počet zubů hnací řemenice
z_v	[–]	počet zubů hnané řemenice
α_{r1}	[°]	úhel sevřený mezi silami F_r a F_{rx} při vyšším zatížení osy
β	[°]	úhel opásání hnací řemenice
β_k	[–]	vrubový součinitel pro drážku na pero v krutu
β_o	[–]	vrubový součinitel pro drážku na pero za ohybu
ΔK_r	[mm]	maximální radiální výchylka
ΔK_W	[°]	maximální úhlová výchylka
ε_M	[s ⁻²]	úhlové zrychlení motoru
ε_{rp}	[s ⁻²]	úhlové zrychlení otočného stolu
$\eta_{př}$	[–]	účinnost převodu ozubeným řemenem
μ	[–]	součinitel třecího odporu
ρ_o	[kg·m ⁻³]	hustota oceli
σ_{o1}	[MPa]	napětí v ohybu hřídele hnací řemenice
σ_{o3}	[MPa]	napětí v ohybu hřídele otočného stolu
σ_{omax1}	[MPa]	maximální napětí v ohybu hřídele hnací řemenice
σ_{omax2}	[MPa]	maximální napětí v ohybu osy rotace držáku
σ_{red1}	[MPa]	redukované napětí hřídele hnací řemenice dle podmínky HMM
σ_{red2}	[MPa]	redukované napětí hřídele otočného stolu dle podmínky HMM
τ_{k1}	[MPa]	napětí v krutu hřídele hnací řemenice
τ_{k3}	[MPa]	napětí v krutu hřídele otočného stolu
τ_{kmax1}	[MPa]	maximální napětí v krutu hřídele hnací řemenice

τ_{sp1}	[MPa]	napětí pera hnací řemenice ve střihu
τ_{sp2}	[MPa]	napětí pera pružné spojky na hřídeli hnací řemenice ve střihu
τ_{sp3}	[MPa]	napětí pera pružné spojky na hřídeli krokového motoru ve střihu
φ	[°]	úhel otočení stolu
φ_C	[°]	natočení bodu C
ω_M	[s ⁻¹]	úhlová rychlost hřídele motoru
ω_{rp}	[s ⁻¹]	úhlová rychlost rychloposuvu manipulátoru
$\omega_{s \max}$	[s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost otočného stolu
$\omega_{s \min}$	[s ⁻¹]	minimální úhlová rychlost otočného stolu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Celková sestava a kusovníky:

TP2017-00-000 (rozsah listů: 1-6)

Podsestavy:

TP2017-01-000

TP2017-01-001

TP2017-02-000

TP2017-02-004

TP2017-03-000

TP2017-03-001